



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박 발전기용 디젤기관의 저부하 운전시 체적효율 향상에 관한 연구

A Study on Improvement of Volumetric Efficiency
under Low Load Operation for Marine Auxiliary Diesel Engine

지도교수 최 재 성



한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

송 영 환

本 論文을 宋永歡의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 工學博士 金 正 烈



委 員 工學博士 崔 宰 赫



委 員 工學博士 崔 在 星



2010 年 12 月 16 日

韓國海洋大學校 大學院

목 차

List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	viii
Nomenclature	xi
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용	4
제 2 장 저부하 운전시의 성능열화 원인과 해결방안 고찰	5
2.1 디젤기관의 설계와 운용의 상이	5
2.2 저부하 운전시 성능열화 원인 고찰	7
2.2.1 공급공기량에 관한 고찰	7
2.2.2 연소상태에 관한 고찰	11
2.3 저부하 운전시 성능열화에 대한 해결방안 고찰	13
제 3 장 디젤기관의 성능 시뮬레이션 프로그램	14
3.1 이론 해석에 이용된 주된 가정	14
3.2 실린더 및 용기내의 상태 변화	16
3.2.1 가스교환 과정	16
3.2.2 압축팽창 과정	18
3.3 관 내의 상태 변화	20
3.4 경계조건	22
3.5 체적효율 계산 방법	22

제 4 장 시뮬레이션 결과 고찰	24
4.1 시뮬레이션 대상엔진 및 계산 모델	24
4.1.1 시뮬레이션 대상엔진	24
4.1.2 계산모델 및 조건	25
4.2 시뮬레이션 결과 고찰	26
 제 5 장 저부하 영역에서의 체적효율 향상방안 고찰	29
5.1 소극적 방안	29
5.1.1 밸브 개폐시기 변경	29
5.1.2 밸브 오버랩 기간 변경	34
5.1.3 과급기 매칭 개선	37
5.2 적극적 방안	41
5.2.1 배기 매니폴드 형상 변경	41
5.2.2 실린더 수 변경	48
 제 6 장 결론	50
 참고문헌	51

List of Tables

Table 2.1	Comparison of engine specification between automotive and marine	6
Table 4.1	Specification of reference engine	24
Table 4.2	Specification of reference generator	24
Table 5.1	Types of valve timing variations [deg]	30
Table 5.2	Types of valve overlap period [deg]	34
Table 5.3	Calculation of turbocharger efficiency	39



List of Figures

Fig. 2.1	Deteriorated intake valve & cylinder cover after low load operation	8
Fig. 2.2	Illustration of blow-back conditions at low load in 4 stroke diesel engine	8
Fig. 2.3	Pressure variation during 1 cycle at 360kW	9
Fig. 2.4	Pressure variation according to load	10
Fig. 2.5	Typical ROHR curve	11
Fig. 2.6	Calculated ROHR of the reference engine according to load	12
Fig. 3.1	Model of cylinder	16
Fig. 3.2	Model of intake & exhaust valve	17
Fig. 3.3	Model of pipe	20
Fig. 3.4	Flow chart	23
Fig. 4.1	Calculation model for intake & exhaust system	25
Fig. 4.2	Results comparison between measured & simulated	26
Fig. 4.3	Prediction of reverse flow at intake valve	27
Fig. 5.1	Valve lift of the reference engine	30
Fig. 5.2	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type I	32
Fig. 5.3	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type II	32
Fig. 5.4	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type III	33
Fig. 5.5	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type IV	33
Fig. 5.6	Valve lift of the reference engine	34
Fig. 5.7	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type V	36

Fig. 5.8	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type VI	36
Fig. 5.9	T/C efficiency curves at standard condition & part load optimization	37
Fig. 5.10	The principles of VGT system	40
Fig. 5.11	Modified manifold for calculation	43
Fig. 5.12	Pressure variations in case of each length of pipe P_a (@ $P_b = 0.1\text{m}$)	43
Fig. 5.13	Prediction of reverse flow in case of each length of pipe P_a (@ $P_b = 0.1\text{m}$)	44
Fig. 5.14	Influences of exhaust pipe length P_a for volumetric efficiency simulated	44
Fig. 5.15	Pressure variations in case of each length of pipe P_b (@ $P_a = 0.6\text{m}$)	45
Fig. 5.16	Prediction of reverse flow in case of each length of pipe P_b (@ $P_a = 0.6\text{m}$)	46
Fig. 5.17	Influences of exhaust pipe length P_b for volumetric efficiency simulated	46
Fig. 5.18	Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type-(b)	47
Fig. 5.19	Calculation model of exhaust manifold with Twin-entry Turbine	48
Fig. 5.20	Prediction of reverse flow at intake valve in case of 6 cylinder with Twin-entry Turbine	49

A Study on Improvement of Volumetric Efficiency under Low Load Operation for Marine Auxiliary Diesel Engine

Young-Hwan Song

**Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University
(Supervisor : Prof. Jae-Sung Choi)**

Abstract

Two times of oil shock in 1970s, Iraq war, latest oil disaster in the gulf of Mexico and rapid change of currency fluctuations raised the price of oil to its highest. And the mismatch between the supply and demand added fuel to the fire. Moreover, the economic crisis from U.S. confused the whole world's economic markets. Therefore, the technical developments for reduction of fuel oil consumption and increasing engine efficiency begin to make a mark in engine making and operating fields.

And, recently controlling of emission from onboard ship as well as on land being more important issues. The emission could be divided into two categories as Greenhouse gases and air pollutants. The greenhouse gases are designated of six gases as CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC, SF₆. Especially, the CO₂ gas is the most issued gas and have been held many conferences about it from 1997, the Kyoto Protocol. Actually, the greenhouse gases are essential for human life. They warm the earth and maintain proper temperature. But, the continuous warming is a problem so called 'global warming. Because it will ruin the ecosystem of the earth.

The air pollutants are different matter. They were regulated and had been taken effect from 2005 in the name of 'Prevention of air pollution from ships' in the MARPOL 73/78 Annex VI. The air pollutants as NO_x, SO_x, PM(Particulate Matter) etc are harmful things for human health. They can be absorbed onto the lung and cause lung disease like a lung cancer. And they are blamed as one of the major causes of photochemical smog and acid rains. In fmog, much of NO_x, SO_x, PM(Particulate Matters) can be decreased by the technology today. For example, the fuel injection control by CR(Common Rail) and electronic control, water emulsification, SCR(Selective Catalytic Reduction) which using ammonia or urea, low sulphur fuel, etc.

Especially, the quantity of the CO₂ gas emission is proportionate to the quantity of the fuel oil consumption. So, the key point to reduce the CO₂ gas emission is decreasing fuel oil consumption by increasing engine efficiency. And now, there are many technologies to increase engine efficiency as above mentioned.

At this point of time, we have to reconsider between the level of technology and actual operation. All of marine diesel engines designed to exhibit their maximum power when they were operated at rated power. But, there are many cases which they had been operated at low load condition for a long time when merchant ships are in harbor and maritime-coastguard ships or warships are on patroll. And ironically, engine builders recommend a low load operation or slow steaming to decrease fuel oil consumption and CO₂ gases.

When the diesel engine is operated in a low load condition for a long time, some problems or deteriorations of performance as making black smoke, increase of exhaust gas temperature, blow-back phenomenon caused by differential pressure of intake & exhaust gas could be occurred. All of diesel engines have turbo-chargers to boost intake air pressure to increase engine efficiency but low level of exhaust energy and insufficient quantity of the intake air at low load are an unavoidable problems. Consequently, the TBO(Time Between Overhaul) will be move forward compared with its designed period.

In this paper, solutions of two categories are discussed. The passive method which doesn't need to change its design, includes changing valve open/close timings or overlap periods and improving the turbocharger matching. And positive method which need to change its design, includes changing forms of exhaust manifolds or a number of cylinders.

The solutions are proposed and discussed as the possibility with the simulation method in order to prevent from engine deterioration and increase the volumetric efficiency. As the results, it is confirmed that using a pulsation effect of exhaust gases could be useful method to solve the problem which is insufficient air under low load condition.



- Nomenclature -

a	: 음속	m/s
D	: 실린더 직경	cm
d	: 직경	cm
e	: 에너지 유량	kcal/s
F	: 등가단면적	cm ²
f	: 단면적	cm ²
$\theta_{IO, IC}$: 흡기밸브 개폐시기	deg
$\theta_{EO, EC}$: 배기밸브 개폐시기	deg
L_o	: 연료의 이론공기량	kg/kg
l	: 길이	cm
m	: 질량유량	kg/s
n	: 기관회전수	rpm
p	: 압력	bar
q_P	: 관내 가스와 관 벽면 사이의 전열량	W/cm ²
q_w	: 실린더 가스와 연소실 벽면사이의 전열량	W/cm ²
R	: 가스정수	kgf · cm/(kgf · K)
R_e	: Reynolds 수	
S	: 행정	cm

S	: 엔트로피	$\text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$
T	: 절대온도	K
t	: 시간	s
u	: 속도	cm/s
V	: 용적	cm^3
V_h	: 행정용적	cm^3
x	: 거리	cm
α	: 열전달 계수	
ζ	: 곡간손실 계수	
ξ	: 마찰손실 계수	
η	: 각종 효율	%
θ	: 크랭크 각도	deg
θ_s	: 흡기밸브 유효 개구기간	deg
κ	: 비열비	
λ	: 공기과잉률	
μ	: 유량계수 또는 점성계수	$\text{kg}/(\text{cm} \cdot \text{s})$
ν	: 동점성계수	cm^2/s
ρ	: 밀도	kg/cm^3
σ	: 열전도율	$\text{kcal}/(\text{cm} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$
ϵ	: 압축비	

첨 자

atm	:	대기상태
f	:	공급연료
t	:	오리피스
u	:	저위발열량
val	:	밸브
w	:	벽



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

1970년대 두 차례의 석유파동과 이라크전, 그리고 최근의 멕시코 만 원유 유출사고, 환율의 급변 등은 과거 배럴당 10달러 이하이던 원유 가격을 현재 78달러 이상의 가격으로 끌어올렸다. 여기에 신흥 국가들의 성장과 특히 중국의 빠른 성장속도로 인해 공급 대비 수요가 급증하여 내년의 원유 가격은 배럴당 80달러 이상이 될 것으로 전망되고 있다. 더욱이, 2008년 미국발 금융위기를 필두로 한 전 세계적인 금융위기와 합세하여 현재의 상황은 전 세계적으로 수많은 경제 분야에 큰 타격을 주고 있다.

한편, 환경 분야에서도 대기오염물질(SOx, NOx, VOCs와 CO₂ 등)로 인한 대기오염과 지구온난화 문제가 대두되었다. 최근 가장 주목받고 있는 온실가스 중 하나인 CO₂ 문제는 1997년 교토의정서(Kyoto Protocol)를 시작으로 2009년 12월 코펜하겐 기후대책회의까지 배출량 감소를 위한 각국 간의 합의를 도출하기위해 노력하고 있으나 선진국과 개발도상국간의 의견차이로 합의 도출에는 실패한 상태이다. SOx나 NOx, VOCs 등은 해양오염방지협약인 MARPOL(International Convention for the Prevention of Pollution From Ships or Marine Pollution) 73/78의 부속서에 Annex VI(Prevention of Air Pollution from Ships) 형태로 제정되어 2005년 5월 발효되었다. SOx나 NOx 등은 연료 성분 변경, CR(Common Rail), EGR(Exhaust Gas Recirculation)등의 현 기술로도 상당부분 제어가 가능하나 CO₂는 화석연료의 연소 시 발생하므로 결국 연료의 소비량을 줄이는 것이 CO₂ 배출량을 감소시키는 가장 효율적인 방법이라 하겠다.^[1]

이러한 고유가와 환경문제를 극복하기 위해 디젤엔진은 1897년 Rudolf Diesel(1858~1913)에 의해 개발된 이후 효율개선과 연료 소비량 감소를 목표로 하여 지속적인 발전을 거듭하여 왔다. 디젤기관의 성능향상과 관련하여 최근에 주목을 받고 있는 관련 기술들은 크게 연소 기술과 연료공급 기술, 공기공급 기술로 분류할 수 있다^[2].

1) 연소 기술

- 희박연소(Lean Burn) 엔진 : 펌핑손실이 감소하고 열효율이 향상되며, 연소온도 저하와 완전연소로 NOx와 CO 발생 감소

- 가솔린 직접분사식(GDI:Gasoline Direct Injection) 엔진 : 연소실에 연료를 직접 공급하므로 점화플러그 근처에 농후한 혼합기를 공급하여 실화 방지 및 연소속도 상승
- 예혼합 압축착화(HCCI:Homogeneous Charge Compression Injection) 엔진 : 균질 혼합기 연소로 가용연료 범위 넓고 PM 미발생, 낮은 연소온도로 NOx 발생 저감

2) 연료공급 기술

- 연료분사압력의 고압화 : CR 방식과 전자제어를 결합하여 분사량·분사시기 등을 제어하여 최적 연소를 가능케 함으로써 기관 출력·토크 증가 및 배기가스 배출 저감

3) 공기공급 기술

- 흡배기계의 가변화(Variable Mechanism of Intake and Exhaust System) : 넓은 운전 조건에서 양호한 성능을 얻기 위해 운전조건에 따라 밸브 타이밍을 조절
- 배기가스터빈과급기의 용량 가변화 : 저속·저부하 시 노즐면적 감소로 터빈 팽창 비를 높여 회전수 및 과급압력 상승, 연료소비를 저감
- 밀러 사이클 기관의 실용화 : 부분부하 시 펌프손실 저감을 위해 스로틀밸브를 항상 전개하여 두고 흡기밸브 닫힘 시기를 변화시킴으로서 유효흡기행정을 변화시켜 부하를 제어하는 저 압축·고팽창 기관

이러한 기술들은 단독 또는 복합적으로 사용되고 있고, 한 가지 기술로 여러 가지 효과를 동시에 얻을 수도 있다. 예를 들어 Common Rail 기술은 연료공급 기술이지만 이를 통해 연료 소비량 절감과 연소 상태 개선, 배기배출물 저감 등의 효과를 동시에 얻을 수 있기 때문이다.

이러한 기술들이 개발·적용되면서 정격상태에서 디젤엔진의 효율은 계속해서 상승하고 있고 대부분의 엔진들은 정격 상태에 적합하도록 설계되고 운용되는 경우가 일반적이다. 그러나 선박의 특성에 따라 장시간 저부하로 운전하는 것이 불가피한 경우가 있다. 주 추진용 디젤엔진의 경우 일상적인 어로지도와 경비중인 관공선, 해경함, 군함 등이 저부하로 운전되는 경우가 있으며, 발전기용 디젤엔진의 경우 선적, 하역 및 대기를 위해 접안중인 상선에서 주로 저부하로 운전된다. 주 추진용 디젤엔진을 포함하여 모든 디젤엔진은 과급기를 장착하고 있다. 일반적으로 과급기는 디젤엔진의 흡기량 증가를 위해 장착하나 저부하에서는 낮은 배기에너지로 인해 흡기량이 감소하며, 이로 인해 연소상태가 불량해지고, 배기가스 온도가 상승하며, 매연이 발생하는 등의

문제점이 발생한다. 특히, 주 추진용 디젤엔진의 경우는 저부하에서 원활하게 공기를 공급하기 위해 보조 블로워를 설치하여 이에 대비하고 있으나, 발전기의 경우는 별도의 블로워가 없기 때문에 저부하에서 이러한 문제점이 발생한다.

4행정 디젤엔진은 흡기와 배기 작용이 별개의 행정으로 행하기 때문에 피스톤의 전 행정을 유효하게 이용할 수 있고, 따라서 체적효율(Volumetric Efficiency: 실제로 흡입한 새로운 공기량을 외기의 상태로 행정용적을 채운 공기량으로 나눈 값)이 높은 장점이 있다. 하지만, 위에서도 언급했듯이 일부의 엔진이 장시간 저부하에서 운전될 경우 낮은 배기에너지 때문에 유입되는 흡기량이 감소하므로 체적효율도 감소하는 문제점이 있다.

본 논문에서는 실습선에서 운용중인 발전기용 디젤엔진에 대하여 상기의 문제점을 조사하여 그 원인을 분석하고, 배기가스의 동적효과를 적극적으로 이용함으로써 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방안을 제시하고자 한다^[3]. 연구방법으로는 흡·배기 매니폴드의 효과를 이용하기 위해 파동모델을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 엔진 성능에 영향을 미치는 인자들에 대한 분석과 체적효율을 향상시키기 위한 방안에 관하여 연구하였으며, 그 결과를 보고하고자 한다.



1.2 연구 내용

본 연구의 내용을 요약하면 다음과 같다.

연구의 대상엔진은 현재 실습선에서 운용중인 4행정 과급 발전기용 디젤엔진이다.

제 2 장에서는 부하별 흡·배기 및 실린더 압력을 측정하여 성능 열화의 원인을 분석하였다.

제 3 장에서는 실린더 및 흡·배기 압력과 대상 엔진을 시뮬레이션 하여 계산된 동일 항목의 압력을 비교·검토함으로써 시뮬레이션 프로그램의 신뢰성을 확인하고자 한다. 이는 측정된 압력 그래프와 시뮬레이션으로 계산된 압력 그래프의 일치 정도에 따라 실제 엔진의 묘사 정도와 프로그램의 신뢰성 여부가 결정된다 하겠다.

제 4 장에서는 시뮬레이션으로 계산된 압력을 토대로 밸브 오버랩(Valve Overlap) 기간 중 흡기관으로의 배기가스 역류 발생 여부를 확인할 것이다. 실제로 대상엔진은 개방정비(Overhaul) 후 단시간 내 흡기계통에 이물질이 누적되고 후이 누적 높아지는 등 운전 제한 사항들 적 높아지고 있으며, 그 원인을 배기가스 역류하인 오손이라 추정하(Valve3차원적인 가스의 흐름을 측정하는 것이 쉽지 않기 때문에 시뮬레이션으로 계산한 1차원적인 흐름을 통해 이를 확인하고자 하는 것이다.

제 5 장에서는 이러한 문제점들을 해결할 수 있는 최근까지의 여러 가지 기술들에 대해 연구배경에서 설명했으나, 본 연구에서는 배기가스의 동적효과를 적극적으로 이용하여 저부하에서 체적효율을 향상시킬 수 있는 방안을 고찰하고자 한다.

결론에서는 이상의 연구결과를 요약 정리하였다.

제 2 장 저부하 운전시의 성능열화 원인과 해결방안 고찰

2.1 디젤기관의 설계와 운용의 상이

Table 2.1은 자동차용 소형 엔진과 선박용 대형 엔진의 사양을 비교한 것이다. 엔진의 상대적인 크기와 출력 면에서 보면 선박용 엔진이 자동차용 엔진에 비해 수십~수백 배 이상 크지만, 두 엔진 모두가 성능을 표시할 때는 "최대출력"을 기준으로 한다는 점이 같다. 하지만, 자동차용 엔진의 최대출력은 통상 가속성을 의미하며, 선박용 엔진의 최대출력은 말 그대로의 최대출력을 의미하는 것이 다르다고 할 수 있다. 또한, 선박의 경우는 특이하게도 톤수가 달라져도 같은 출력의 엔진을 정격조정(Derating)하여 사용하기도 한다.

일반적으로 선박의 디젤엔진은 정격출력에서 최대의 효율을 발휘하도록 설계되고 운전된다. 하지만 디젤엔진을 운용하는 전체 시간을 모두 정격출력으로 운전하는 것은 아니며, 장시간 동안 저부하로 운전하는 경우가 발생하기도 한다. 주 추진용 디젤엔진의 경우 일상적인 어로지도와 경비중인 관공선, 해경정, 군함 등이 연료소비율 저감을 위해 주로 저부하로 운전되고 있으며, 발전기용 디젤엔진의 경우 선적, 하역 및 대기를 위해 접안중인 상선에서 주로 저부하로 운전된다. 과급 디젤엔진의 경우는 저부하 운전 시 낮은 배기에너지로 인한 흡입공기 부족현상이 발생한다. 이는 과급기를 장착한 대부분의 디젤엔진에서 발생하는 문제점으로 저부하 운전 시 피할 수 없는 문제점이다. 이를 해결하기 위해 주 추진용 디젤엔진에는 보조 블로워가 있어 저부하에서도 충분히 흡입공기를 공급해주고 있으므로 이를 해결할 수 있으나 발전기용 디젤엔진에는 별도의 보조 블로워가 없어 이런 문제점이 발생하고 있다. 더욱이 저부하 운전이 장시간 계속될 시 이 문제점들은 더욱 큰 문제를 야기할 수 있다.

사실 '저부하'란 용어의 정의에 대해 어떠한 규정이나 범위를 명확히 지정한 문헌은 찾아보기 어렵다. 엔진 제조사 측은 대형 저속 2행정 사이클 과급 디젤기관에 대해 연속 최대출력(MCR: Maximum Continuous Rating)의 40% 이하 범위에서 기관성능 저하, 불완전 연소 등이 일어난다고 설명하고 있으며^[4], 고속 4행정 사이클 과급 디젤기관의 경우 저부하 운전 시 흡기 압력 저하로 인해 배기가스가 흡기 측으로 역류하고 분사 지연이 발생한다고 보고되어 있다.^[5] 따라서, 본 논문에서는 관련 문헌을 참조하여 최대 연속 출력의 40%이하 범위에서 흡입 압력 및 연료 분사량 등이 완전 연소를 달성하

기에 부족하다고 판단하고 저부하 영역을 최대 연속출력의 40% 이하로 정의하였다.

Table 2.1 Comparison of engine specifications between automotive and marine

자동차용 엔진		선박용 엔진	
			
			
모델명 : Ferrari V8 DOHC		모델명 : MAN B&W 14K98MC-MK7	
구 분	내 용	구 분	내 용
최고출력	510 ps / 8,500 rpm	최고출력	84,280 ps / 104 rpm
최대토크	48.0 kgm / 5,250 rpm	평균유효압력	19.2 bar
연비	5.2 km/l	연료소비율	171 g/kWh
배기량	4,300 cc	Bore/Stroke	980 mm / 2,400 mm
100 km/h 도달시간	3.6 s		

2.2 저부하 운전 시 성능열화 원인 고찰

2.2.1 공급공기량에 관한 고찰

4행정 사이클 과급 디젤기관에서는 밸브 오버랩 기간 중 배기가스가 흡기 포트에 역류하고 연료 분사량이 고 부하에 비하여 적으므로 상대적으로 압축 압력과 압축 온도가 낮아 불완전 연소가 발생하기 쉽다.

Fig. 2.1은 대상 엔진(4행정 과급 디젤엔진)의 흡·배기 밸브 및 실린더 커버 내 흡기계통 사진으로 배기계통에 비해 흡기계통의 밸브 및 관로가 이물질 흡착으로 오손이 심함을 알 수 있다. 저부하 운전 시 급기압력의 저하와 함께 밸브 오버랩 기간에 배기가스가 흡기계통으로 역류하여 흡기포트가 오손되고, 그 결과 공급 공기량은 더욱 감소하여 연소상태에도 영향을 미치고 있음이 실제로 확인되었다. 즉, 저부하 운전 시 배기 압력이 흡기보다 높아 차압 발생 → 미연소 유회유와 카본 등이 흡기 측으로 역류 및 지속적 흡착 → 흡기관로 면적 감소 → 흡기량 감소 → 연소상태 불량 → 정비기간 단축 현상이 순차적으로 발생한다고 추론할 수 있다.

Fig. 2.2는 4행정 사이클 과급 디젤기관에서 부하 변화에 따른 흡·배기 압력을 나타내는데, 저부하 영역에서는 과급기 송풍기의 펌프작용이 음으로 되어 흡기 압력이 배기 압력에 비해 낮아져 밸브 오버랩 기간에 배기가스가 흡기 측으로 역류될 수 있다. 이러한 현상이 지속될 때 엔진의 흡기 계통은 배기가스에 의해 오손되고, 연소 온도가 저하됨에 따라 기관 성능은 더욱 악화될 것으로 판단된다.^[6]

최근 엔진 제조사들은 전 부하 영역에서 최적의 연소 상태를 획득하기 위해 연료 분사 타이밍 조정 장치를 도입하는 추세이며^[7], 저부하에서의 낮은 배기엔에너지를 효과적으로 사용하기 위해 터보차저 설계 시 과급기 노즐 열림 면적 조절장치(VTA:Variable Turbine Area)를 적용하고 있다.^[8]



Fig. 2.1 Deteriorated intake valve & cylinder cover after low load operation

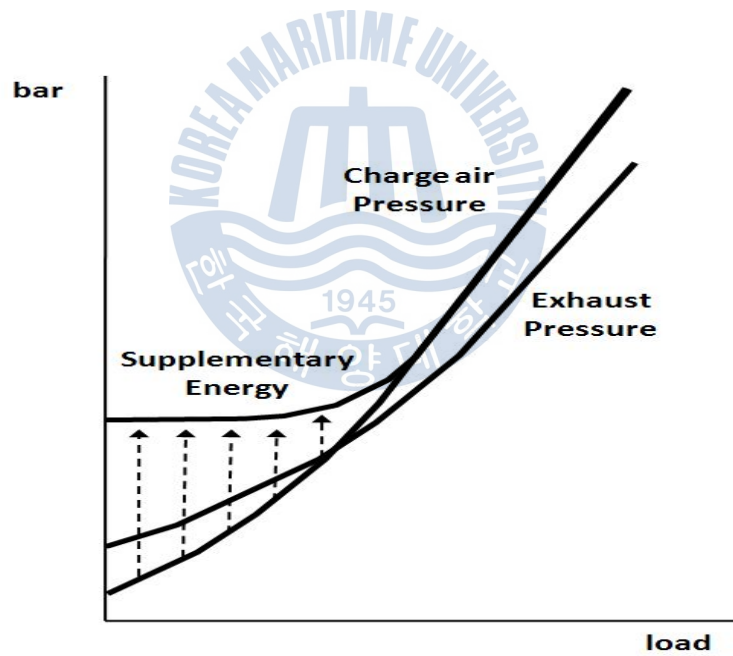


Fig. 2.2 Illustration of blow-back conditions at low load in 4 stroke diesel engine

저부하 운전 시 발생 가능한 문제점을 실험결과와 부하별 압력변동 비교를 통해 고찰해보고자 한다.^[9]

Fig. 2.3은 75% 부하(360kW)에서 1사이클 동안의 실린더 및 흡·배기 압력 변화와 흡·배기 밸브의 개폐시기를 나타낸다. EO(Exhaust valve Open)는 배기밸브 개방 시기, EC(Exhaust valve Close)는 배기밸브 폐쇄시기, IO(Intake valve Open)는 흡기밸브 개방 시기, IC(Intake valve Close)는 흡기밸브 폐쇄시기를 각각 의미한다.

하사점(BDC:Bottom Dead Center) 전 배기밸브가 열리면서 실린더 압력이 급격히 떨어지고 배기관 압력은 배기분출로 인해 상승한다. 이후 실린더 내 압력은 배기관 내의 압력에 영향을 받기 때문에 배기밸브가 닫히기 전까지 배기관 내 압력과 실린더 내 압력의 변화는 유사한 경향을 보인다. 그리고 다른 실린더로 부터의 배기간섭으로 인해 1 사이클 동안 다섯 번의 압력 맥동이 나타나고 있다. 특히 상사점(TDC:Top Dead Center)이 위치하는 밸브 오버랩 기간(IO-EC) 중 배기관 내 압력과 실린더 내 압력은 급기 압력보다 높은 구간이 있는 것으로 나타났다.

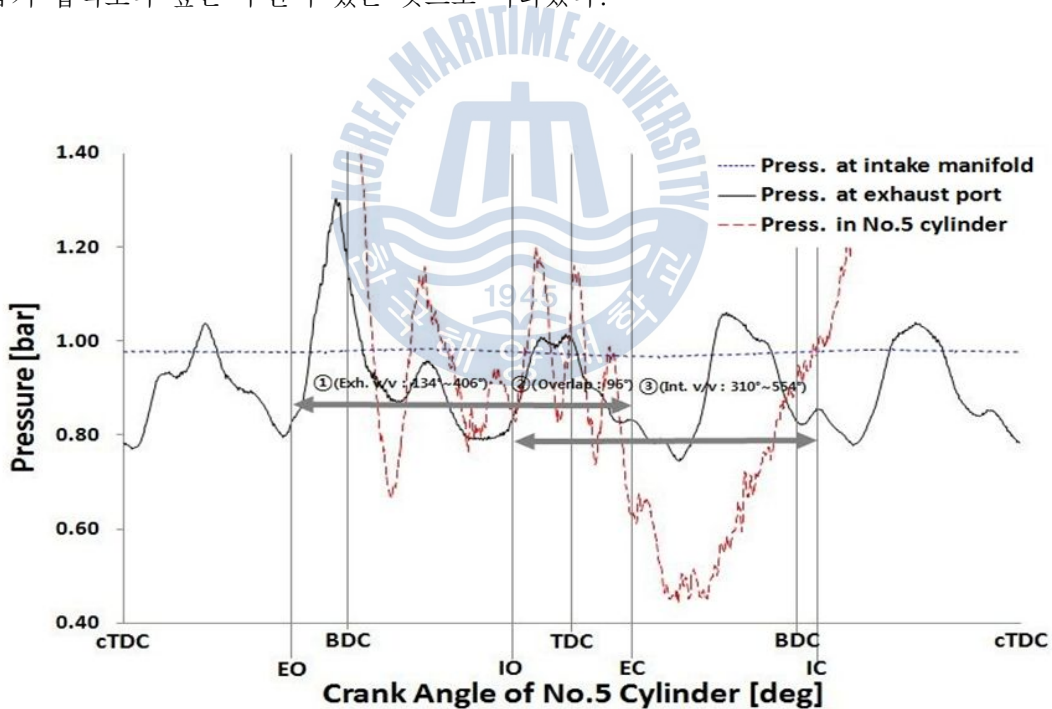


Fig. 2.3 Pressure variation during 1 cycle at 360kW

Fig. 2.4 는 25%(120kW), 50%(240kW), 75%(360kW) 부하별 실린더 및 흡·배기 압력 변화를 나타낸다.

흡기밸브 개폐기간(IO~IC)은 크랭크 각도 $310^{\circ} \sim 554^{\circ}$ 이고, 배기밸브 개폐기간(EO~EC)은 $134^{\circ} \sim 406^{\circ}$ 이며, 밸브 오버랩 기간은 96° 이다.

부하별 각 압력은 매우 유사한 경향을 보이고 있으며 부하가 낮을수록 실린더 및 배기압력이 흡기압력보다 높은 구간이 증가함을 알 수 있다. 이 구간에서 실린더 및 배기가스가 흡기계통으로 역류할 가능성이 높다. 이는 고 부하에서는 흡입압력이 향상되므로 그 기간이 감소하지만, 저부하로 갈수록 흡기 압력이 낮아지므로 실린더 및 배기압력이 흡기압력보다 높은 구간이 증가하고 있기 때문이라 판단된다.

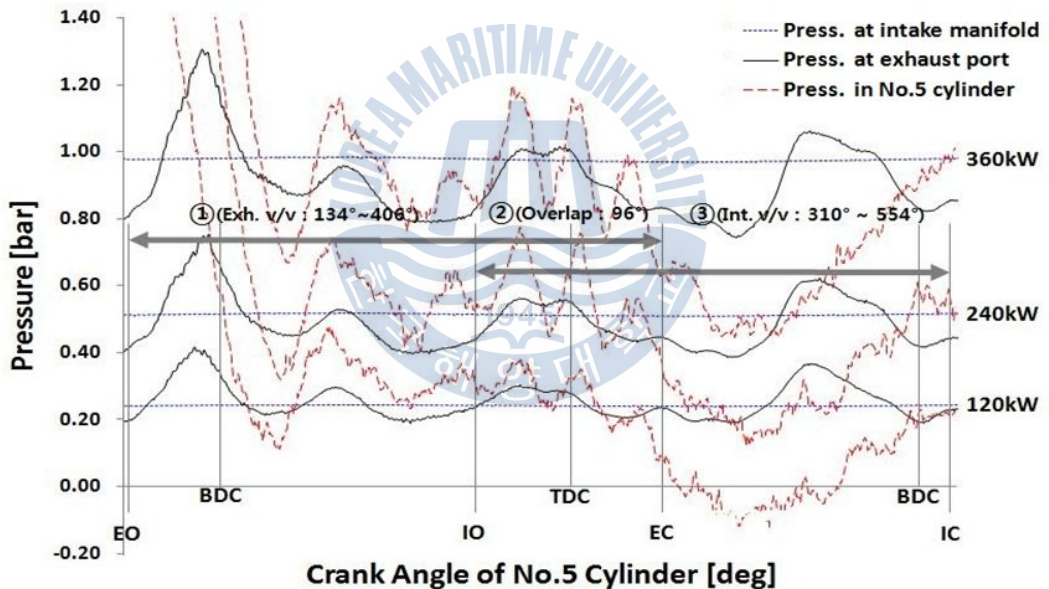


Fig. 2.4 Pressure variation according to load

2.2.2 연소상태에 관한 고찰

엔진을 저부하로 장기간 운전 시 발생 가능한 문제점을 살펴보면, 2행정 사이클 과급 디젤기관에서는 냉각수에 의해 실린더 내 온도가 고 부하에 비하여 낮아진다. 그리고 캠 구동 연료 분사 펌프의 경우 저속으로 회전하므로 플런저의 압축 속도가 낮고 연료 분사량 역시 적어지기 때문에 무화가 좋지 못하여 불완전 연소를 일으키기 쉽다. 저부하로 장기간 운전 시 불완전 연소에 의해 발생한 카본이 배기밸브 및 배기 포트 측에 부착하게 되고 이로 인해 배기 작용을 저하시켜 불완전 연소를 가중시킨다. 불완전 연소로 발생한 카본은 실린더와 피스톤 링의 마찰면에도 부착되어 마모의 정도를 심하게 하고 실린더 마모로 인해 누설하는 공기량이 많아져 압축 압력 및 연소 시 온도를 저하시켜 연소상태를 더욱더 나쁘게 한다. 그리고 연료 분사 펌프는 정격출력을 기준으로 각 실린더별 출력이 균일하게 되도록 조정되어 있으므로 저부하 운전을 할 경우 실린더별 출력이 불균일하기 쉽고 점화 실패(Misfire)가 발생하는 경우도 있다.

Fig. 2.5는 전형적인 열 발생률 곡선을 나타내고 있다. 연료분사 후 일정기간 동안 연료의 가열과 화학적 변화로 인한 착화지연(Ignition Delay) 기간을 거쳐 예혼합 연소가 진행되면서 첫 번째 열 발생률 피크점이 나타난 뒤 하강한다. 이후 확산연소 과정이 진행되면서 두 번째 열 발생률 피크점이 나타나고 점차적으로 하강하는 곡선을 그린다.

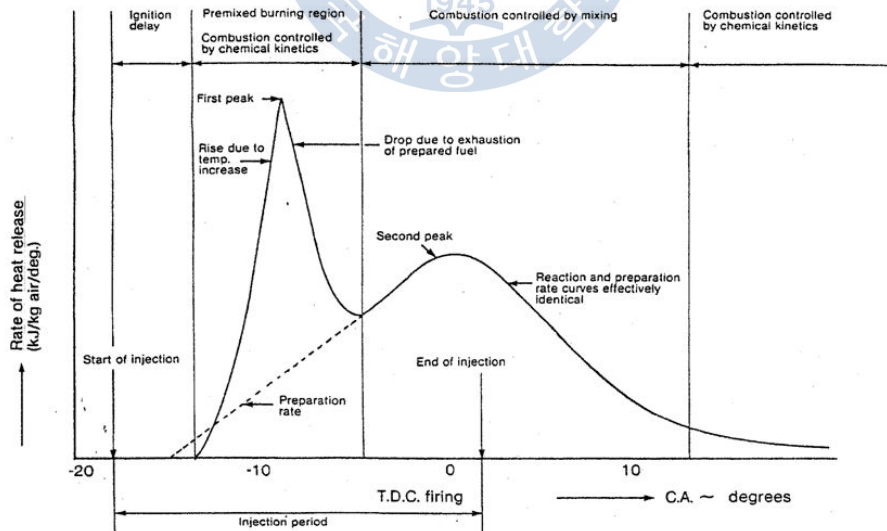


Fig. 2.5 Typical ROHR curve

Fig. 2.6은 대상기관의 실린더 내 압력 데이터를 이용하여 계산된 열 발생률 그래프이다. TDC는 폭발 행정 시 피스톤의 상사점이며, 대상기관은 상사점 전(bTDC:before TDC) 15° 에 연료 분사를 시작하여 약 10° 간의 착화지연 기간을 거쳐 bTDC 5° 에서 연소가 시작된다.

360kW에서는 Fig. 2.5의 전형적인 열 발생률과 유사한 형태를 나타내고 있으나 120kW, 240kW의 열 발생률은 첫 번째 피크점 후 하강하여 0이 된 후 두 번째 피크점이 나타나고 있어 전형적인 열 발생률과는 상이한 그래프를 보여주고 있다. 이는 고 부하에서는 흡기압력이 상승하고 공급공기량이 증가하므로 연소상태가 개선되지만, 저부하에서는 대상엔진이 최종 개방정비 후 약 1,400여 시간이 경과하였고, 흡기 계통의 오손이 어느 정도 진행 되어 흡입 공기량이 부족해졌기 때문에 연소상태 불량에 따른 열 발생률 곡선이 상이해진 것으로 판단된다.

이상의 고찰을 통해 저부하 상태로 장기간 운전 시 흡입계통이 오손되어 연소상태 악화로 인한 성능열화가 발생함을 추정할 수 있다.

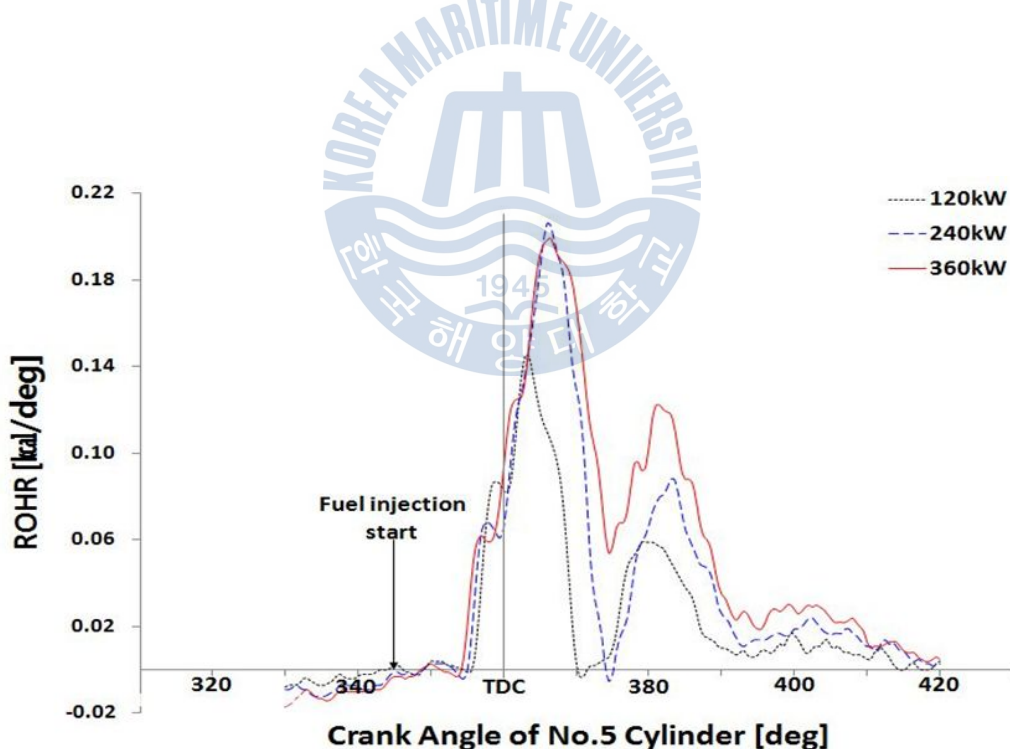


Fig. 2.6 Calculated ROHR of the reference engine according to load

2.3 저부하 운전 시 성능열화에 대한 해결방안 고찰

지금까지 고찰한 결과를 토대로 저부하 운전 시 발생하는 문제를 해결하기 위해서는 별도의 방안이 요구되며, 이를 위해서 다음과 같은 방안이 고려될 수 있을 것으로 판단된다.

1) 소극적 방안(설계 변경이 필요하지 않은 방안)

- 밸브 개폐 시기 변경
- 밸브 오버랩 기간 변경
- 과급기 매칭 개선

2) 적극적 방안(설계 변경이 필요한 방안)

- 배기 매니폴드 형상 변경
- 실린더 수 변경

현재까지 엔진의 효율을 향상시키기 위한 많은 기술들이 개발되어 있지만, 본 연구의 목적상 저부하 운전 시 배기가스의 동적효과를 적극적으로 이용하기 위해서 상기의 방안들을 고려할 수 있다.

그러나, 상기의 방안들을 적용하여 그 결과를 확인하기 위해서는 실험 대상기관을 선정하고, 실험적 방법의 연구가 바람직하다고 판단되나, 엔진 개조의 어려움과 시간적·경제적 비용의 과다 등 많은 어려움이 예상된다.

따라서, 본 연구에서는 이미 개발되어 있는 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 수치적으로 연구 분석하고, 그 효과를 확인하고자 한다.

제 3 장 디젤기관의 성능 시뮬레이션 프로그램

3.1 이론 해석에 이용된 주된 가정

내연기관 성능의 이론적 해석 방법은 컴퓨터의 발달과 함께 급속히 발전해 왔으며, 이를 바탕으로 상세한 해석이 가능하게 되었다. 이 해석결과에 따라 정량적으로 실제 기관의 성능 예측이 가능하게 되어 기관 설계 및 성능 개선에 적극 이용되고 있다.

본 연구에서는 밀폐 사이클 기관을 구성하는 가스 흐름계의 시스템적인 해석을 목적으로 실린더 내의 가스교환 과정을 포함하여 흡·배기계 내의 유동해석을 그 범위로 한다. 가스흐름계를 포함하는 가스교환 과정의 해석에는 다음 세 가지 모델이 주로 이용된다^[10].

1) 준정상 모델(Quasi-Steady State Model)

이 모델은 기관 작동에 의한 흡·배기관계내 상태의 시간적 변화를 무시한 모델로 실린더만 취급하며, 흡·배기관을 생략 또는 관계 내의 상태를 일정한 것으로 가정한다. 따라서 계산 방법이 간단하고, 계산 시간이 짧으므로 실린더내 현상의 기본적인 특성, 기관치수의 기본적 영향, 과급기와의 매칭에 관한 초기계산 등에 이용된다. 그러나 매 사이클마다 피스톤 운동과 밸브 작동에 의해 흡·배기관내 상태가 변동하기 때문에 기관을 통과하는 흐름을 정확하게 계산할 수 없다.

2) 용적근사 모델(Filling and Empty Model)

이 모델은 흡·배기계 및 실린더 등을 적절한 용적의 용기들의 결합계로 근사하는 방법이며 과도특성 파악의 계산 등에 이용된다. 준정상 모델보다 기관 실제 상태에 가까운 모델이나 흡·배기계 내에서 일어나는 압력파의 전파에 의한 영향을 취급할 수 없으므로 고속기관 등과 같이 압력파의 영향이 큰 경우에는 오차가 크게 되고, 흡·배기계의 기본설계에는 부적당한 모델이다.

3) 파동 모델(Wave Action Model)

이 모델은 흡·배기계 내에서 발생하는 파동의 영향을 고려하고, 가능한 한 흡·배기관계를 엄밀하게 취급할 수 있는 모델이다. 매니폴드의 영향을 평가하는데 매우 유효한 방법으로 관내 흐름의 동적효과를 이용하는 흡·배기계의 설계 및 성능평가 등에 반드시 필요하다. 또한 가스교환 과정에 영향을 미치는 많은 인자를 계산으로 취급할 수 있기 때문에 가스 흐름 개선에 의한 성능향상 연구에 적합하다.

본 연구에서는 흡·배기계의 매니폴드 설계에 이용하기 위하여 파동모델을 이용하기로 한다. 실린더 내 압축, 팽창과정의 해석에 있어서는 연소과정을 단순히 열 발생 과정으로 단순화하여 취급한다.

파동모델에 의한 흡·배기계 내의 비정상흐름의 해석에는 특성곡선법을 이용한 해석예가 있으며, 계산결과도 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있기 때문에 본 연구에서도 동작가스의 동적거동에 대하여 추종성이 좋은 특성 격자법의 특성곡선법을 이용하기로 한다.

본 연구에 사용된 가스 흐름의 이론 해석을 위한 주된 가정은 다음과 같다.

- 1) 동작가스는 이상기체이다.
- 2) 흡·배기계 내의 가스정수 및 비열비는 각각 일정하다.
- 3) 압축팽창 과정에 있어서 실린더 내 가스정수는 공기과잉율의 함수이며, 비열비는 공기과잉율과 가스온도와의 함수이다.
- 4) 실린더 및 용기내의 상태는 공간적으로 일정하고 유입한 가스는 실린더 또는 용기의 가스와 즉시 혼합한다. 또한 유입한 가스의 속도 에너지는 열로 변환한다.
- 5) 관내 흐름은 1차원으로 가정한다.
- 6) 오리피스, 관단 등에 있어서의 경계조건식은 정상류의 관계식을 적용한다.
- 7) 실린더, 용기 및 관 벽의 온도는 시간적으로 변화하지 않는다.
- 8) 관단에 있어서의 가스속도가 음속을 초과하는 경우는 발생하지 않는다.

3.2 실린더 및 용기내의 상태 변화

3.2.1 가스교환 과정

Fig. 3.1과 같이 압력 P , 온도 T , 용적 V 의 실린더 내에 복수의 경계로부터 가스가 출입하고, 이때 시간당 질량유량을 \dot{m} , 에너지 유량을 \dot{e} , 벽으로부터의 전열량을 \dot{q}_w 라고 가정하면 실린더에 있어서의 연속식과 에너지 보존식은 각각 식 (3.1) 및 (3.2)와 같다.

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \dot{m} \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{\kappa - 1} \dot{m} = \dot{q}_w + \dot{e} - p \frac{dV}{dt} \quad (3.2)$$

여기서, ρ : 가스밀도, t : 시간, κ : 비열비, \dot{q}_w : 실린더내 가스와 벽면사이의 전열량, \dot{e} : 시간당 에너지유량, \dot{m} : 시간당 질량유량.

실린더 용적 V 는 다음과 같다.

$$V = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{l_{rod}}{S} - \sqrt{\left(\frac{l_{rod}}{S} \right)^2 - \frac{\sin^2 \theta}{4}} \right\} \quad (3.3)$$

질량유량 m 은 밸브를 통과하는 유량으로부터 구할 수 있으며, 유량의 유출입경계인 밸브의 유효개구면적 f_{val} 은 **Fig. 3.2**와 같이 모델화하여 식 (3.4)와 같이 나타내고, 실제의 기하학적 형상과의 차이는 유량계수 μ_{val} 에 포함시킨다.

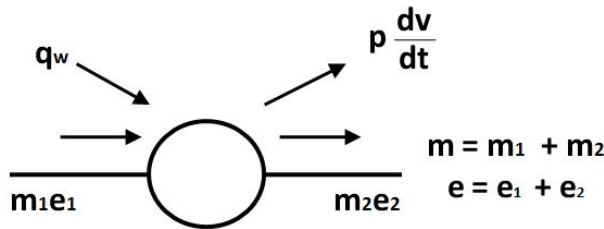


Fig. 3.1 Model of cylinder

$$f_{val} = \pi \mu_{val} h \sin \beta \times (d_{val} + h \sin \beta \cos \beta) \quad (3.4)$$

실린더내 가스와 벽면사이의 전열량 \dot{q}_w 는

$$\dot{q}_w = \sum_{i=1}^3 \alpha f_i (T_{wi} - T) \quad (3.5)$$

여기서, T_{wi} : 벽면온도, $i=1\sim 3$ (실린더헤드, 피스톤 크라운, 라이너), 열전달계수 α 에 관해서는 Annand가 제안한 식

$$N_u = C R_e^k \quad (3.6)$$

를 이용하며, 여기서 $C = 0.49$, $k = 0.7$ 로 가정하였다. 따라서 실린더의 경우 실린더 직경을 D 라 하면

$$N_u = \frac{\alpha D}{\sigma} \quad (3.7)$$

$$R_e = \frac{S n D}{30 \nu} \quad (3.8)$$

이므로 열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\alpha = \frac{0.49 \sigma}{D} \times \left(\frac{S n D}{30 \nu} \right)^{0.7} \quad (3.9)$$

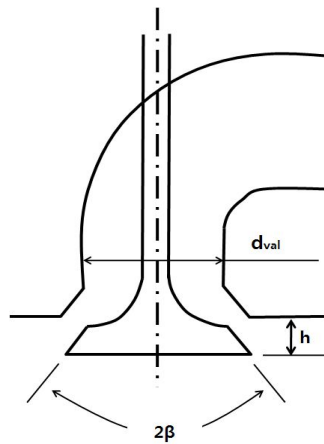


Fig. 3.2 Model of intake & exhaust valve

여기서 열전도율 σ 와 동점성계수 ν 는 가스교환 과정에 있어서의 평균치를 이용한다.

체적효율 η_v 는 흡기밸브로부터 유입하는 질량유량 \dot{m} 을 흡기밸브가 열려있는 기간 동안 적분하여 그 값을 입구상태로 환산하면 구해진다. 즉,

$$\eta_v = \frac{1}{\rho_{atm}} \frac{1}{6nV_h} \int_{\theta_{IO}}^{\theta_{IC}} m d\theta \quad (3.10)$$

여기서 n : 기관회전수, V_h : 행정용적, θ : 크랭크 각, 첨자 atm : 대기상태, $\theta_{IO, IC}$: 흡기밸브의 개·폐시기.

3.2.2 압축팽창 과정

연속의 식 및 에너지 보존의 식은 식(3.1) 및 (3.2)와 마찬가지로이며, 실린더 내에 공급되는 연료의 질량유량과 연료의 발열에 의한 에너지 유량이 각각 m 과 e 에 상당한다. 연소과정에 있어서의 계산은 열 발생률 형태를 이용하고 연료의 공급에 의한 가스 질량의 증가는 열 발생률로부터 구한 연료량과 같다고 한다.

열 발생률의 형태는 실측한 형태를 여러 구간으로 나누어 직선으로 근사시킨 형태를 이용하거나 혹은 Wiebe의 연소함수인 다음 식에 의한 형태를 이용한다.

$$X_f = 1 - \exp \left[-6.9 \left(\frac{t}{t_c} \right)^{CM+1} \right] \quad (3.11)$$

여기서 X_f : 연료소비율, t_c : 연소기간, CM : 연소특성지수
따라서, 연료의 발열, 즉 열 발생률에 의한 에너지유량 e 는

$$e = H_u m_f \frac{dX_f}{dt} \quad (3.12)$$

여기서 H_u : 연료의 저위발열량, m_f : 전 공급연료량.

실린더 내 작동가스의 비열비 κ 및 가스정수 R 은 공기과잉율 λ 와 가스온도 T 의 함수로 표시된다. 즉,

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \frac{C_3}{\lambda} \quad (3.13)$$

$$R = R_{os} + \frac{1.37}{\lambda} \quad (3.14)$$

$$\lambda = \frac{m_a - m_f'}{L_o (X_f m_f + m_f')} \quad (3.15)$$

여기서, $C_0 = 1.4373$, $C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$, $C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$, $C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$,

m_a : 공기량, m_f' : 잔류가스내의 연료량, L_o : 이론적 공기량.

식 (열전달계수)로 표시되는 열전달계수는 다음의 식을 이용한다.

$$\alpha = 0.49 \frac{\sigma}{D} R_e^{0.7} + C_4 \frac{T_w^4 - T^4}{T_w - T} \quad (3.16)$$

여기서, $C_4 = 3.27 \times 10^{-8}$.

또, 압축·팽창 과정에 있어서는 실린더내 가스의 압력과 온도가 크기 때문에 식 (열전달계수)에 있어서 가스의 열전도율 α 와 동점성계수 ν 는 다음의 식을 이용한다.

$$\sigma = \frac{1}{4} (9\kappa - 5) \frac{R}{\kappa - 1} \mu \quad (3.17)$$

$$\nu = \mu / \rho \quad (3.18)$$

$$\mu = \mu_{os} \frac{T_{os} + C_5}{T + C_5} \times \left(\frac{T}{T_{os}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.19)$$

여기서, μ : 점성계수, $\mu_{os} = 1.71 \times 10^{-7}$, $C = 120$.

3.3 관 내의 상태 변화

관내의 가스흐름이 1차원 흐름이라고 가정하여, **Fig 3.3** 과 같이 단면적의 변화가 적은 관축에 따라서 x 축을 취한다. 이때 임의의 단면 A 에 있어서의 연속의 식은 밀도를 ρ , 속도를 u , 관의 직경을 D 라 하면,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + 2\rho u \frac{d\{\ln(D)\}}{dx} = 0 \quad (3.20)$$

마찰손실 ξ , 관의 곡간손실 ζ 을 고려한 운동방정식은

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \times \frac{u|u|}{2} = 0 \quad (3.21)$$

관 벽으로부터의 전열, 마찰손실에 의한 발열 등을 고려한 에너지 방정식은 음속을 a , 벽으로부터 받는 전열량을 q_p 라 하면,

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (\kappa - 1) \rho \left\{ q_p + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \quad (3.22)$$

여기서 굴곡된 곡관에서의 손실계수 ζ 는 정상류의 실험 데이터로부터 추정했다. 마찰손실 ξ 에는 Blasius의 식 $\xi = 0.3164 Re_e^{0.25}$ 를 이용했다. 단, ξ 가 0.08보다 클 때는 $\xi = 0.08$ 로 한다.

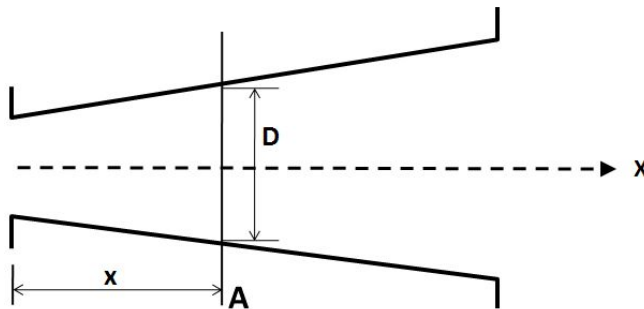


Fig. 3.3 Model of pipe

온도 T 의 관내가스의 온도 T_w 의 벽으로부터 받는 전열량 \dot{q}_p 는

$$\dot{q}_p = \frac{4\alpha(T_w - T)}{\rho D} \quad (3.23)$$

열전달율 α 는 정상류의 직관에 대한 난류 열전달율을 근사적으로 적용한다. 식 (3.22)에 식 (3.20)을 대입하여 ρ 의 미분항을 소거하고, 식 (3.21)과의 관계를 이용하면 $x-t$ 평면에 있어서 u, ρ 의 변화의 방향이 같게 되는 곡선, 즉 특성곡선이 식 (3.24)과 같이 구해진다.

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (3.24)$$

식 (3.24)은 압력파의 궤적이므로 이 곡선 상에 있어서의 관내의 상태변화는 식 (3.25)로 부터 구해진다.

$$du = \mp \frac{dp}{\rho p} \mp 2au \frac{d(\ln D)}{dx} dt \pm \frac{\kappa-1}{a} q_p dt - \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u|u|}{2} \left\{ 1 \mp (\kappa-1) \frac{u}{a} \right\} dt \quad (3.25)$$

또한, 식 (3.22)로부터, 가스입자의 궤적인 식 (3.26)도 특성곡선이다.

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (3.26)$$

이 곡선 상에 있어서의 관내의 상태변화는 압력 p 로부터 기준압력 P_{os} 까지 단열팽창시켰을 때의 음속을 a_0 라 하면 식 (3.22)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$d(\ln a_0) = \frac{\kappa-1}{2\kappa} \left\{ q_p + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \frac{\rho}{P} dt \quad (3.27)$$

식 (3.24)은 관내를 좌우로 전파하는 압력파의 궤적을 나타내며, 식 (3.26)은 관내를 이동하는 가스입자의 궤적을 나타내고 있기 때문에 관내의 상태는 이들의 궤적에 따라서 식 (3.25)와 (3.27)를 해석함으로써 알 수 있다.

계산수법으로는 정격자법과 특성격자법이 있으나 본 논문에서는 특성격자법을 이용하였다. 실제의 계산에 있어서는 기준 상태 $p_{os}, \rho_{os}, a_{os}$ 및 기준길이 l_{os} 를 이용하여 식 (3.1), (3.2), 식 (3.24)~(3.27)를 무차원화 하였다.

3.4 경계조건

실린더를 포함한 흡·배기관계를 관, 용기 및 오리피스로 치환하여 모델링하고, 각 결합부에 있어서의 상태변화는 경계를 지배하는 경계조건식을 이용한다. 경계조건식으로는 정상류의 식을 근사적으로 적용할 수 있다고 가정한다. 경계는 용기-오리피스-용기, 용기-오리피스-관, 관-오리피스-관 및 분기부(또는 합류부)로 대별하고, 각 경계에 있어서의 경계조건식은 연속의 식, 에너지방정식 및 단열변화의 식을 이용한다. 또한, 관과 결합되어 있는 경우에는 여기에 관단에 있어서의 압력과의 관계식인 식 (3.25)가 이용된다. 분기부의 경우는 용적이 0인 용기가 결합되어 있는 것으로 생각한다.

3.5 체적효율 계산방법

계산에 있어서 실제의 흡·배기관계를 단면적이 변화하는 관과 압력과의 전파가 무시될 수 있는 용기 및 오리피스들의 결합계로 모델링하고, 그 결합계를 데이터로써 입력한다.

Fig 3.4 는 계산방법의 Flow Chart를 나타낸다. 기관과 흡·배기관계의 치수, 대기상태, 운전조건, 각 부의 벽온, 관에 있어서는 분할점의 벽온, 손실계수 등을 데이터로 입력하고 초기조건으로써 계내의 압력과 온도 및 배기밸브 개시의 실린더내의 압력과 온도를 가정하여 배기밸브 개시로부터 계산을 시작한다.

미소시간 Δt (= 크랭크각 $\Delta\theta$)후의 실린더 및 용기내의 상태를 식 (3.1)과 식 (3.2)로부터 구하고, 양단을 제외한 관내의 각 분할점에 있어서의 상태를 식 (3.24)~(3.27)로부터 구한 다음, 경계조건을 이용하여 각 결합점에 있어서의 상태를 계산한다.

이 계산순서를 한 사이클 동안 되풀이하면, 흡·배기관내의 상태변화가 구해지고, 그 결과로써 제 1 사이클 동안 실린더에 공급된 공기량 즉, 체적효율이 계산된다. 제 2 사이클에 있어서는 제 1 사이클에서 계산결과를 그대로 이용하여 같은 방법으로 계산을 되풀이하면 되고, 체적효율 값이 수렴했을 때 계산을 끝내면 주어진 조건하에서 흡·배기관 내에서의 상태변화 및 체적효율을 구할 수 있다.

본 시뮬레이션 프로그램은 실린더, 용기 및 관내의 상태를 구하는 계산과 각 결합점에서의 상태를 구하는 경계조건의 계산은 서브프로그램으로 분리하여 작성함으로써, 입력데이터의 변경만으로 복잡한 관계의 경우에도 계산이 가능하도록 범용화 하도록 되어있다.

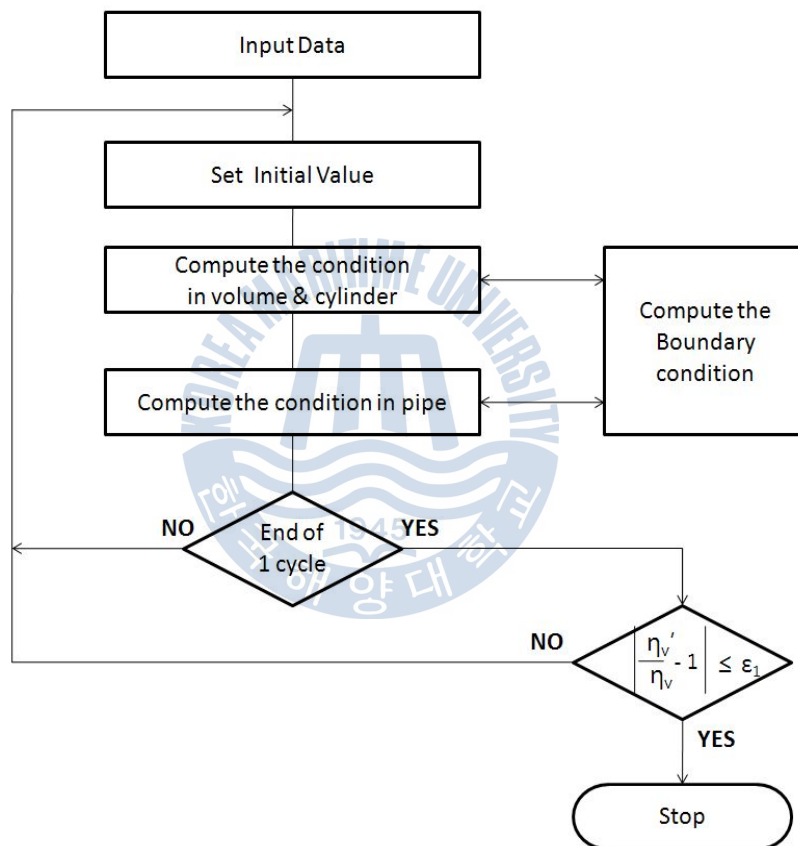


Fig. 3.4 Flow chart

제 4 장 시뮬레이션 결과 고찰

4.1 시뮬레이션 대상엔진 및 계산 모델

4.1.1 시뮬레이션 대상엔진

Table 4.1, Table 4.2 는 시뮬레이션 대상 엔진의 명세를 나타내고 있다.

Table 4.1 Specification of reference engine

Item	Specification
Engine type	4-stroke, trunk type, turbo-charging
Number of cylinder	5
Cylinder bore / stroke	225 mm / 300 mm
Max continuous output	725 BHP at 720 rpm
Intake valve (open / close)	310° / 554° (50° bTDC / 14° aBDC)
Exhaust valve (open / close)	134° / 406° (46° bBDC / 46° aTDC)
Fire order	1-2-4-5-3
Recommended time between overhaul	12,000 hours

Table 4.2 Specification of reference generator

Item	Specification
Type	3 Φ synchronous generator
Pole	10
Continuous power	600 kVA, 480 kW
Voltage	450 V
Current	770 A
Frequency	60 Hz
Number of revolution	720 rpm

4.1.2 계산모델 및 조건

Fig. 4.1은 시뮬레이션에 사용된 계산 모델이다. 흡·배기계의 모델링에는 실제 엔진의 매니폴드 형상을 고려하여 흡기 매니폴드와 배기 매니폴드를 용기로 치환하여 모델링 하였다. 또한, 본 연구의 대상기관은 흡기측과 배기측에 각각 두 개의 포트가 설치되어 있다. 이들은 압력파에 영향을 미치기보다는 흡입공기의 유입저항 증가에 영향을 미치게 될 것이므로 실린더 헤드내의 유로는 1개의 관으로 적절히 설정하여 포트 내에서의 압력과 영향이 어느 정도 고려될 수 있도록 모델링 하였다. 그리고 과급기는 급기압력(압축기 출구압력)을 한 사이클 동안 일정한 것으로 가정하고, 터빈은 오리피스로 치환하여 측정된 배기압력의 평균치와 같게 되도록 오리피스의 직경을 결정하였다^[11].

본 연구의 모든 시뮬레이션에 사용된 수치들은 대상엔진의 25% 부하(120 kW)로 운전하는 경우로 계산되었으며, 이를 검증하기 위해 본 논문에 기록하지는 않았지만 50% 부하에 대해서도 동일 항목에 대해 시뮬레이션 하였다. 75% 및 100% 부하에 대해서는 별도의 시뮬레이션을 실시하지 않았지만 절대값의 차이만 있을 뿐 경향의 차이는 없을 것으로 판단된다.

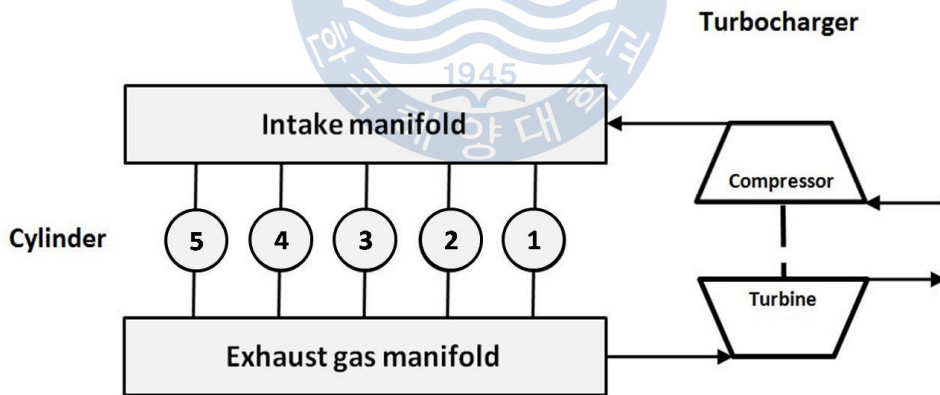


Fig. 4.1 Calculation model for intake & exhaust system

4.2 시뮬레이션 결과 고찰

Fig. 4.2는 실린더 및 흡·배기 압력을 실험으로 측정한 것과 시뮬레이션을 통해 계산된 동일 항목의 압력을 비교한 그래프이다. 시뮬레이션 실행을 위한 최초 관(管)계의 수치와 관련 자료는 대상 엔진의 Instruction Book과 공장시운전 자료를 입력하였다. 시뮬레이션으로 계산된 압력이 측정된 압력에 비해 작은 맥동들이 발생한 것을 볼 수 있다. 이것은 실제 엔진의 각 부의 수치와 입력된 수치들 간의 오차와 3차원적인 가스의 흐름을 단순화 하는 과정에서의 오차로 판단된다. 상기 두 그래프를 비교한 결과 근소한 값의 차이는 있지만 매우 유사한 경향을 보여주고 있다. 따라서 본 연구에 대해 상기의 시뮬레이션 프로그램을 사용한 연구검토가 가능하다고 판단된다.

여기서 배기밸브 개폐각(EO~EC)은 크랭크각도 $134^{\circ} \sim 406^{\circ}$ 이며, 흡기밸브 개폐각(IO~IC)은 크랭크각도 $310^{\circ} \sim 554^{\circ}$ 이다. 흡기밸브가 열리는 IO에서 배기밸브가 닫히는 EC동안 두 밸브는 모두 개방되어 있다. 이 기간이 밸브 오버랩 기간이며, 크랭크각도 $310^{\circ} \sim 406^{\circ}$ 의 96° 기간에 해당한다.

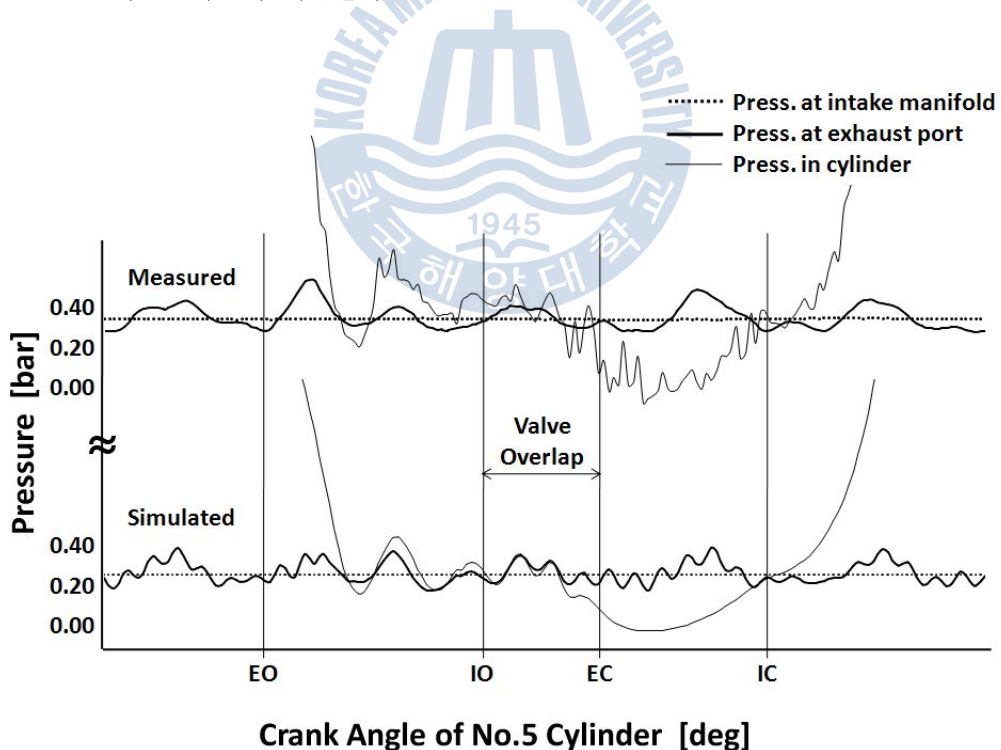


Fig. 4.2 Results comparison between measured & simulated

Fig. 4.2 에서 밸브 오버랩 기간의 그래프를 보면 흡기압력에 비해 실린더 내 압력과 배기가스 압력이 높은 구간이 존재하는 것을 볼 수 있다. 이 기간에는 흡·배기 밸브가 동시에 열려있기 때문에 흡기압력에 비해 실린더 및 배기가스 압력이 높으면 흡기계통으로 역류가 일어날 가능성이 있다^[12]. 하지만 3차원적인 가스 흐름상 실제로 역류가 일어나는지에 대해서는 예측이 쉽지가 않다. 실험으로 예측하기 어려운 이러한 역류 발생 여부에 대해 시뮬레이션을 통해 계산한 결과가 Fig. 4.3 이며, Fig. 4.2 의 시뮬레이션 결과를 토대로 흡·배기 밸브에서의 가스 유속을 계산한 결과를 보여준다. 흡기 밸브가 열리는 시점인 IO는 50°bTDC로 피스톤의 상승에 의해 여분의 배기가스가 배출되는 중이다. 이 시점에서 흡기압력이 배기압력보다 낮기 때문에 배기가스는 당연히 흡기계통으로 역류하며, 흡기 속도 그래프가 밸브 오버랩 기간 중 음(-)의 값을 나타내는 것을 볼 수 있다. 이를 통해 앞에서의 고찰 결과가 타당함을 알 수 있다.

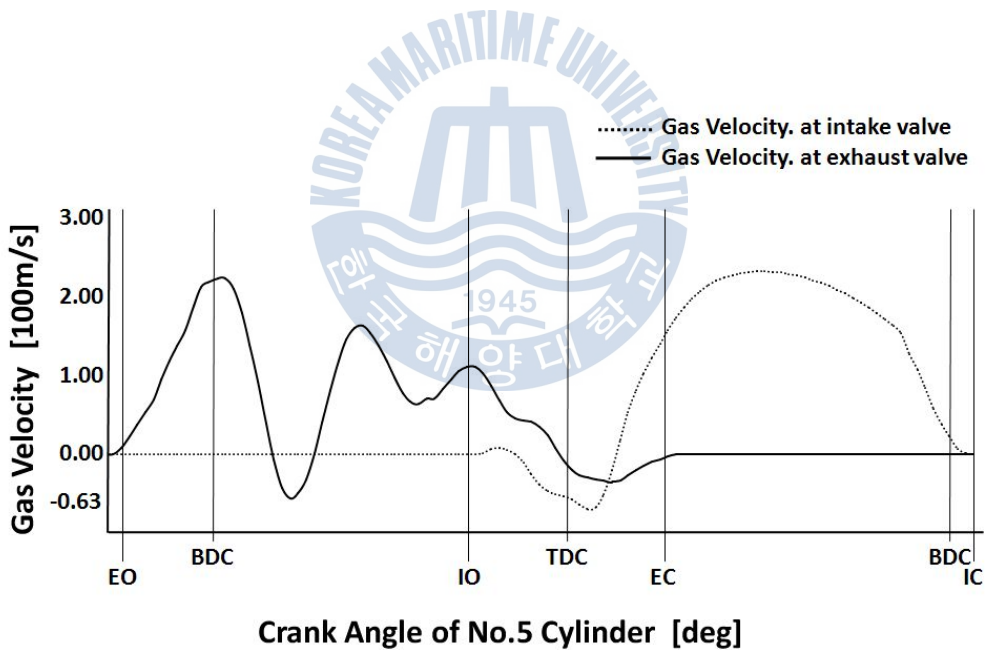


Fig. 4.3 Prediction of reverse flow at intake valve

본 연구의 목적은 저부하에서 체적효율을 향상시키기 위해 배기가스의 맥동현상을 적극적으로 이용함으로써 엔진 효율을 향상시키는 방안을 마련하는 것이다.

시뮬레이션의 계산모델에서는 대상엔진의 흡·배기 매니폴드를 모두 용기(Volume)로 치환했다. 그 이유는 용기를 관으로 치환해서 시뮬레이션 한 결과 관의 직경이 커질수록 실험결과와 유사한 경향을 보였고, 매니폴드의 직경이 모두 20cm 이상으로 관(Pipe)으로 보기에 다소 무리가 있다고 판단했기 때문이다. 또한, 원래 실물의 형태가 용기의 형태이기도 하다. 이를 통해 흡·배기 매니폴드는 용기로 치환하는 것이 옳다고 판단했다.

여기서, 배기 매니폴드를 용기로 치환한 것이 본 연구의 목적에 잘 부합함을 알 수 있다. 시뮬레이션에 입력되는 배기 매니폴드의 압력값은 측정된 전체 배기압력 값의 평균값 하나만을 입력하므로 배기가스의 압력 맥동을 이용하지 않는다고 할 수 있으며, 실제 대상엔진도 정압과급을 하기 때문에 압력 맥동은 이용하지 않는다고 할 수 있다. 역(逆)으로 생각해보면, 시뮬레이션을 통해 용기로 치환된 매니폴드의 형상을 변경시켜 맥동효과를 이용함으로써 체적효율이 향상된다면 실제 엔진에 적용하더라도 유사한 효과를 기대할 수 있으리라 판단된다.



제 5 장 저부하 영역에서의 체적효율 향상방안 고찰

체적효율을 향상시키는 방법에는 전술했듯이 주요 제어부나 구동부를 변경시키는 방안이 있으며, 그 외에는 다음과 같은 방안들을 제안할 수 있다. 아래 방안들에 대한 계산모델은 모두 **Fig. 4.1**을 대상으로 한다.

1) 소극적 방안

- 밸브 개폐 시기 변경
- 밸브 오버랩 기간 변경
- 과급기 매칭 개선

2) 적극적 방안

- 배기 매니폴드 형상 변경
- 실린더 수 변경

이 방안들은 배기가스의 동적효과를 이용함으로써 체적효율을 향상시킬 수 있는 방안들이다. 특히, 과급기 매칭 개선이나 배기 매니폴드의 형상 변경 등의 방안은 시제품을 만들어 실험하기에는 거의 불가능하기 때문에 컴퓨터 시뮬레이션의 장점을 적극 활용할 수 있는 방안이라 하겠다.

5.1 소극적 방안

5.1.1 밸브 개폐시기 변경

Fig. 5.1은 대상엔진의 밸브 리프트와 개폐시기 및 오버랩 기간을 나타내고 있다. 밸브 개폐시기를 변경시키기 위해 본 연구에서는 **Table 5.1**과 같이 흡·배기 밸브의 개폐기간 전체를 이동시키는 네 가지 경우에 대해 생각해 보았다. Type I 은 흡기 밸브를 그대로 둔 채 배기 밸브 개폐 기간을 20°씩 앞당겼고, Type II는 배기 밸브를 그대로 둔 채 흡기 밸브 개폐 기간을 20°씩 늦추었으며, Type III는 흡기 밸브 개폐 기간을 20°씩 늦추고 동시에 배기 밸브 개폐 기간을 20°씩 앞당겼다. 끝으로, Type IV는 흡기 밸브 개폐 기간을 40°씩 늦추고 동시에 배기 밸브 개폐 기간을 40°씩 앞당겼다.

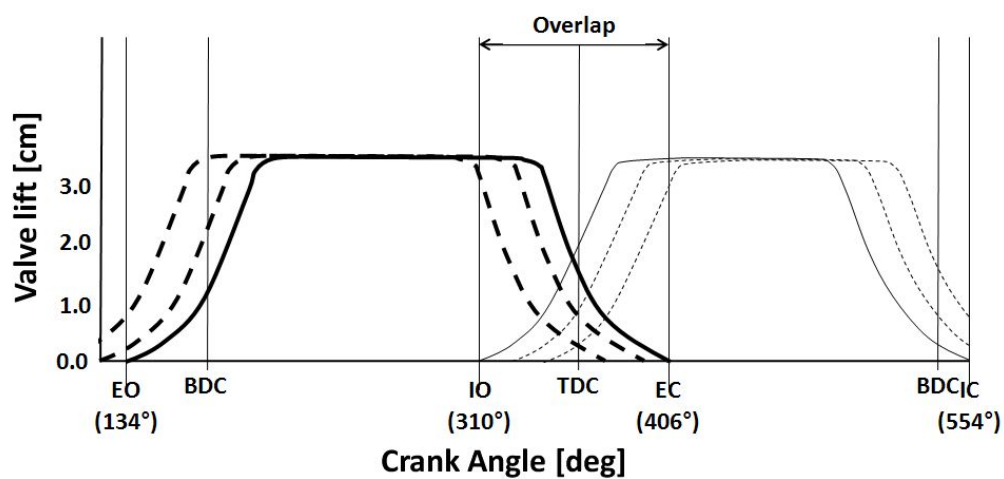


Fig. 5.1 Valve lift of the reference engine

Table 5.1 Types of valve Timing variations [deg]

Type	Intake Valve		Exhaust Valve		Valve Overlap	η_v (%)
	Open (bTDC)	Close (aBDC)	Open (bBDC)	Close (aTDC)		
Base	50	14	46	46	96	96
I	50	14	66	26	76	103
II	30	34	46	46	76	105
III	30	34	66	26	56	114
IV	10	54	86	6	16	111

Fig. 5.2는 흡기밸브를 그대로 둔 채 배기밸브 개폐각을 20°씩 앞당긴 결과이고, **Fig. 5.3**은 배기밸브를 그대로 둔 채 흡기밸브 개폐각을 20°씩 늦춘 결과이다. 두 결과에서도 모두 밸브 개폐각 변경 전 보다 체적효율이 소폭 향상되었고, 흡기 가스의 속도가 감소됨에 따라 역류도 감소한 것으로 확인되었다.

Fig. 5.4와 **Fig. 5.5**는 흡·배기 밸브 개폐각을 각각 20°와 40°씩 늦추고 당긴 결과이다. 두 결과 역시 밸브 개폐각 변경 전 보다 체적효율이 향상되었고, 흡기 가스의 속도가 감소되어 배기가스 역류가 거의 일어나지 않음을 확인하였으며, 이를 통해 흡·배기 밸브 개폐시기 변경 역시 체적효율 향상을 통한 역류 방지에 효과적인 방법임을 증명하였다.

각 Type별 체적효율을 검토한 결과 오버랩 기간이 줄어들면 체적효율이 향상됨을 알 수 있었다. 앞서서도 언급했듯이, 오버랩 기간을 부여하는 목적은 잔류가스량을 감소시켜 흡기의 양을 증가시킴으로써 체적효율의 향상을 꾀하는 것이 일반적이거나 이는 오버랩 기간 중 급기 압력이 배기 압력보다 높다는 가정 하에 이루어진다고 하였다. 대상 엔진은 저부하에서 급기 압력보다 배기압력이 높기 때문에 오버랩 기간을 늘이는 것 보다 줄이는 것이 효과적임을 알 수 있었다.



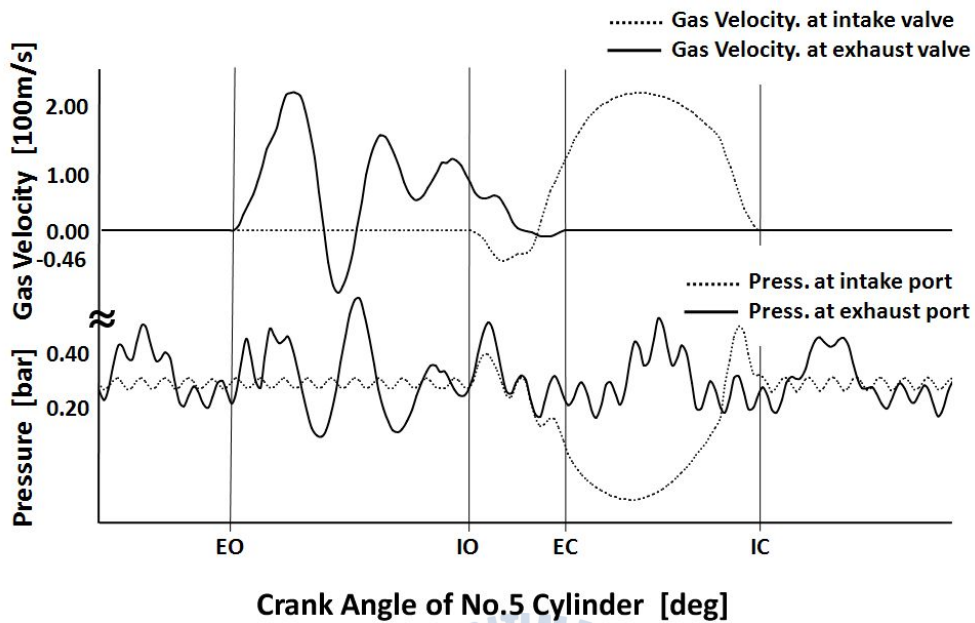


Fig. 5.2 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type I

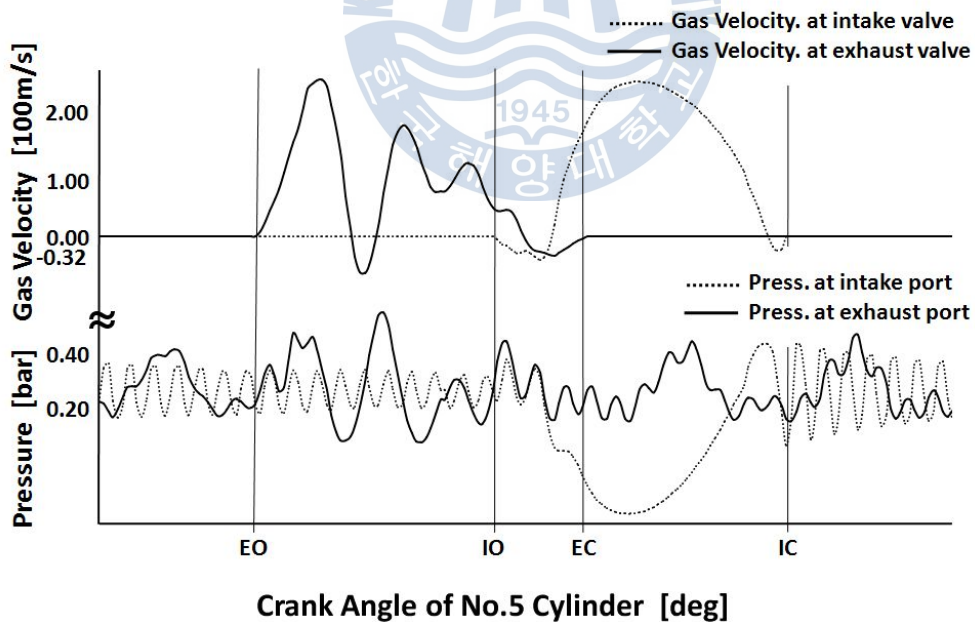


Fig. 5.3 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type II

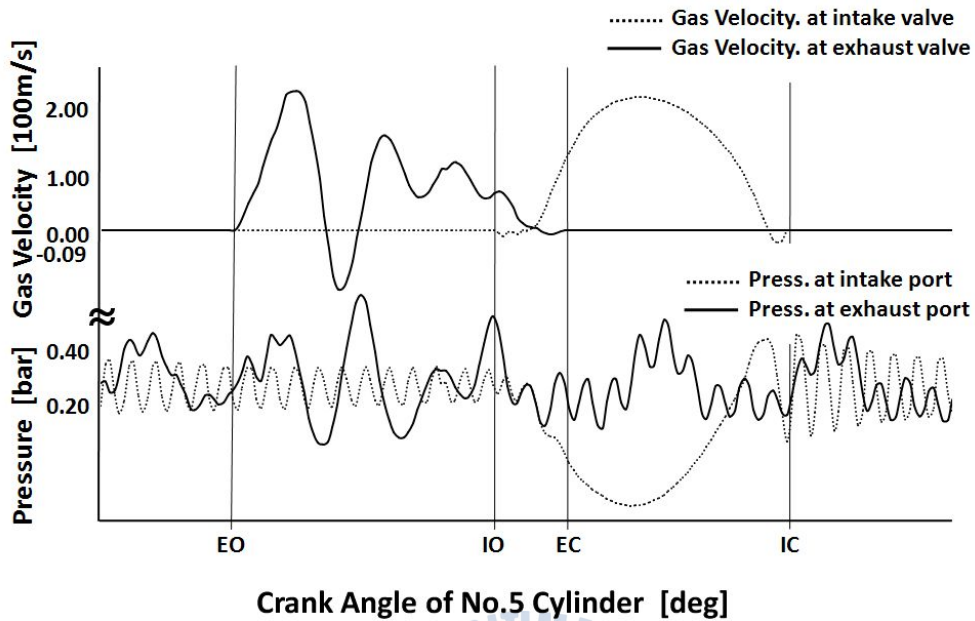


Fig. 5.4 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type III

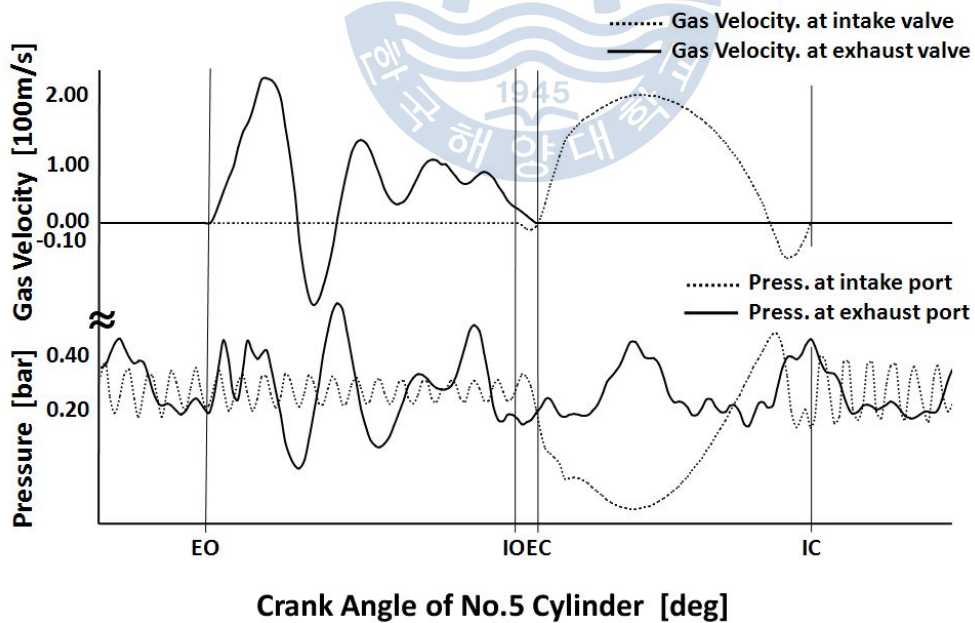


Fig. 5.5 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type IV

5.1.2 밸브 오버랩 기간 변경

밸브 오버랩 기간은 연소실 주변의 열 부하를 경감하고 잔류가스를 적게 하기 위해서 배기밸브와 흡기밸브를 열어놓는 구간으로 디젤엔진에서는 통상 $90^{\circ} \sim 120^{\circ}$ 정도의 기간을 부여한다. Fig. 5.6은 앞에서 보았던 대상엔진의 밸브리프트 곡선으로, 밸브리프트 곡선의 특징은 최대 리프트 부분이 상당히 길게 설계되어 있다는 점이다.

밸브 오버랩 기간의 변경 효과를 파악하기 위해 본 연구에서는 Table 5.2와 같이 오버랩 기간만 줄이는 두 가지 경우를 선정하였다. Type V은 IO를 20° 늦게, EC를 20° 빠르게 작동하도록 동시에 변경한 경우이고, Type VI는 IO를 40° 늦게, EC를 40° 빠르게 작동하도록 동시에 변경한 경우이다. 즉, EO와 IC는 고정된 상태에서 IO와 EC만 조정하여 밸브 오버랩 기간을 변경하였다.

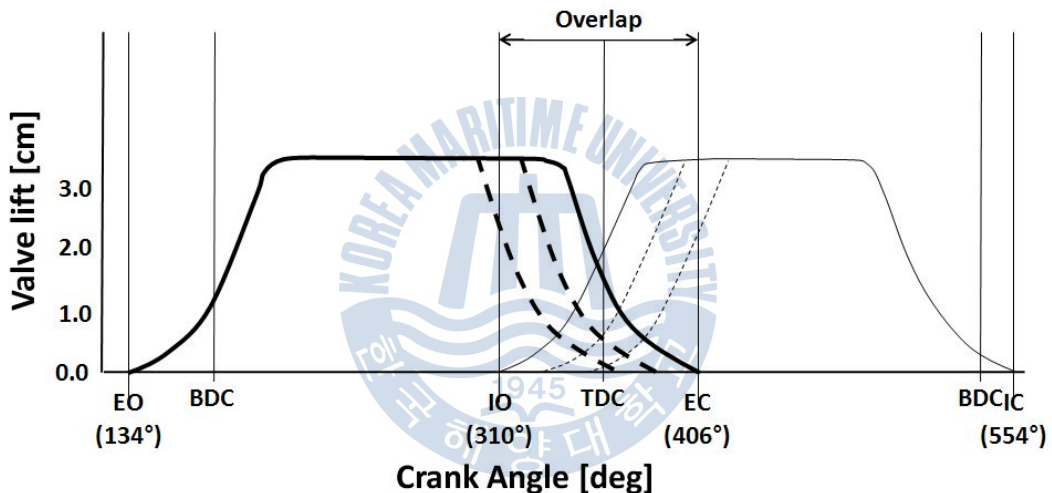


Fig. 5.6 Valve lift of the reference engine

Table 5.2 Types of valve overlap period [deg]

Type	Intake Valve		Exhaust Valve		Valve Overlap	η_v (%)
	Open (bTDC)	Close (aBDC)	Open (bBDC)	Close (aTDC)		
Base	50	14	46	46	96	96
V	30	14	46	26	56	105
VI	10	14	46	6	16	109

밸브 오버랩 기간을 각각 40° 와 80° 씩 감소시킨 Type V, VI의 시뮬레이션 결과를 Fig. 5.7과 Fig. 5.8에서 나타냈다. Fig. 4.3에서 보았던 흡기밸브에서의 가스속도 측정 결과와 비교해볼 때 역류가 상당부분 줄어들었으며, 특히 오버랩 기간을 80° 줄인 Type VI의 경우인 Fig. 5.8의 흡기가스의 유속을 보면 음(-)의 영역이 거의 없으므로 역류가 거의 일어나지 않음을 알 수 있다. 이를 통해서 밸브 오버랩 기간 변경으로 체적효율을 향상시켜 배기가스의 역류를 방지할 수 있음을 증명할 수 있었다. 하지만 밸브 오버랩의 목적 고려 시 역류를 방지하기 위해 오버랩 기간을 무조건 줄이거나 없앨 수는 없다. 공교롭게도 대상엔진에서는 밸브 오버랩 기간을 줄였을 때 기간 변경 전보다 체적효율이 향상되었고 역류도 감소하였지만, 다른 엔진을 대상으로 한다면 오버랩 기간 조정은 적정범위 내에서 시행함을 고려해야 할 것이다.



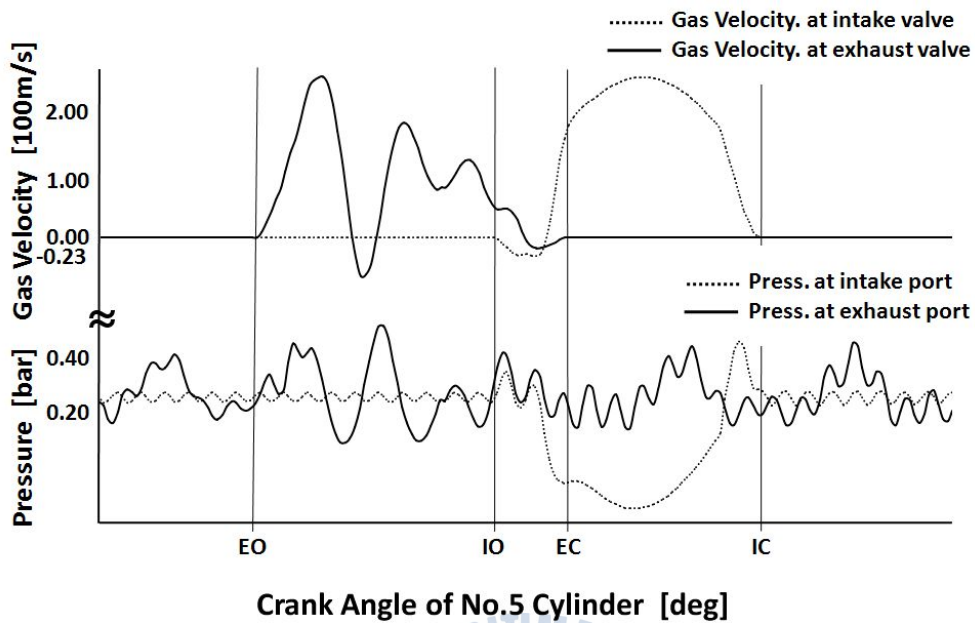


Fig. 5.7 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type V

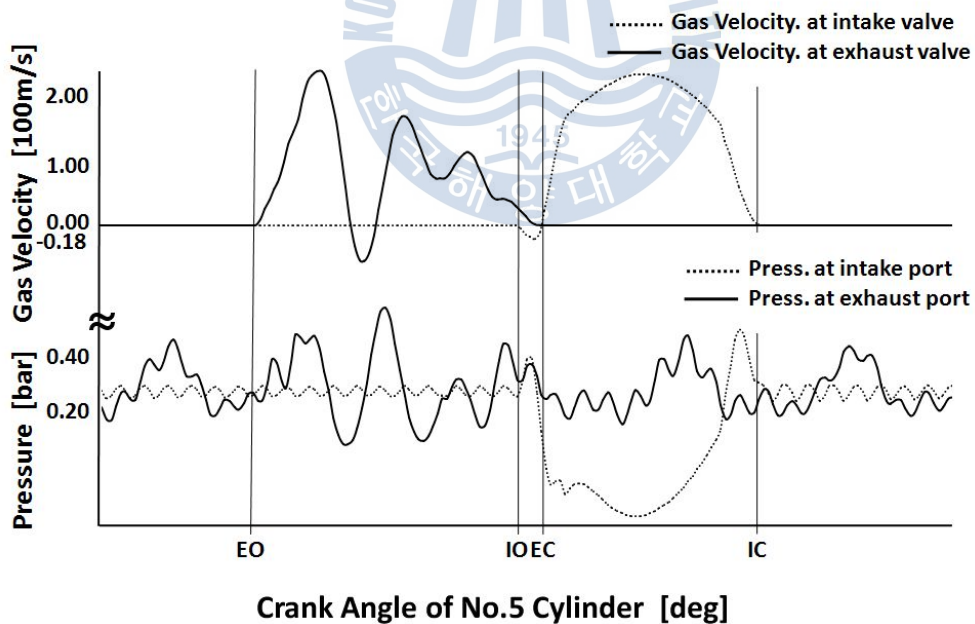


Fig. 5.8 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type VI

5.1.3 과급기 매칭 개선

과급의 목적은 엔진에 유입되는 공기의 밀도를 증가시킴으로써 실린더의 평균 유효 압력을 증가시키고, 엔진 출력을 증가시키는 것이다. 디젤기관은 일반적으로 대량의 과잉공기를 필요로 하며 회전속도가 낮으므로 리터마력(체적출력: Liter Horse Power)이 작고 따라서 어떤 방법으로든 그의 증가가 바람직하다. 한편, 디젤기관에서 과급을 행하면 급기량의 증가로 인해 연소가 개선된다. 하지만, 과급 때문에 과급기를 별도로 설치해야 하며, 과급으로 인해 실린더 내 압력과 온도 상승 등이 발생함에 따라 이에 대한 대책도 마련해야 한다. 또한 행정체적과 회전속도를 고려하지 않고 무작정 대용량의 과급기를 설치하는 것은 효율적이지 못하다. 결국, 과급기의 매칭이라는 것은 최상의 출력을 얻기 위해 대상 엔진에 대해 얼마만큼의 적절한 과급 능력을 갖춘 과급기를 설치할 것인가에 대한 문제라 말할 수 있다.

먼저 일반적인 과급기의 효율 곡선을 살펴보면 Fig. 5.9와 같다. 일반적으로 과급기의 효율은 전 부하의 약 75% 부하 부근에서 가장 좋으며, 그 이상과 이하는 점차 낮아지는 특성을 갖는다. 어느 한 부하에서 높은 효율이 되도록 선택하면 그 이외의 다른 부하에서는 낮아지는 경향을 갖게 되므로 저부하시 체적효율 향상을 위해 단순히 저부하 부분만 따로 떼어내서 생각할 수 없다.

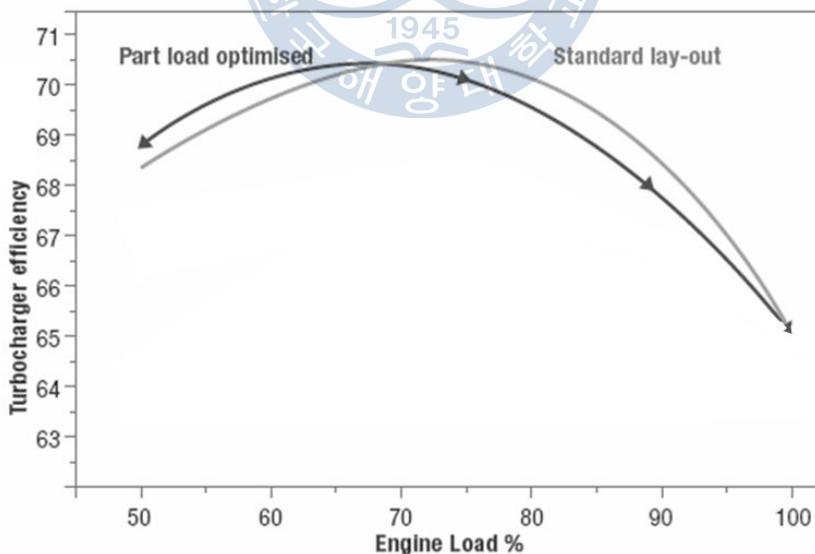


Fig. 5.9 T/C efficiency curves at standard condition & part load optimization

대상 엔진의 실측결과로부터 과급기의 효율을 계산한 결과를 Table 5.3에 나타낸다.

과급기 효율은 다음과 같은 방법으로 계산하였다^[13]. 과급기로부터 외부로 열 방산이 없다는 가정 하에 과급기 터빈 출력과 송풍기 입력이 평형이 되어야 하므로 식 (5.1)이 성립한다.

$$C_{pg}(G_a + G_f) \left[T_t \left\{ 1 - \left(\frac{P_a}{P_t} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right\} \eta_t \eta_m \right] = C_{pa} G_a \left[T_a \left\{ \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right\} / \eta_b \right] \quad (5.1)$$

여기서,

η_t : 터빈 단열효율	C_p : 정압비열(kcal/kg℃)
P_a : 대기압력(bar.abs)	η_b : 송풍기 단열효율
κ : 비열비(= C_p/C_v)	P_t : 터빈 입구압력(bar.abs)
η_m : 기계 효율	G : 유량(kg/min)
P_b : 송풍기 출구압력(bar.abs)	

참자, a :공기, g :가스, f :연료

과급기의 전 효율(η_{tot})은 다음 식 (5.2)로 나타낼 수 있으며,

$$\eta_{tot} = \eta_t \times \eta_b \times \eta_m \quad (5.2)$$

Fig. 5.10에서는 각 항목의 값과 식 (5.2)을 식 (5.1)에 대입하여 계산한 결과 25%, 50%, 75% 부하에서 과급기 효율이 각각 48%, 59%, 64%로 나타났으며, 부하가 감소할수록 과급기 효율이 낮게 나타나고 있는 것을 확인할 수 있다. 특히, 저부하 시 낮은 과급기 효율 때문에 급기압력이 배기압력보다 낮게 나타나고 있는 것이 확인된다.

Table 5.3 Calculation of turbocharger efficiency

Contents			Load		
		Unit	25%	50%	75%
C_{pa}	공기의 정압비열	kcal/kg℃	0.240	0.240	0.240
C_{pg}	가스의 정압비열	kcal/kg℃	0.276	0.276	0.276
G_a	공기량	kg/min	8.265	13.195	18.415
G_f	연료량	kg/min	0.57	0.91	1.27
$G_a/(G_a + G_f)$			0.935	0.935	0.935
T_a	송풍기 출구온도	K	298	302	306
T_t	터빈입구온도	K	510	556	556
P_a	대기압	kgf/cm ²	1.033	1.033	1.033
		bar	1.013	1.013	1.013
P_b	송풍기 출구압력	kgf/cm ²	1.276	1.546	2.010
		bar	1.251	1.516	1.971
P_b/P_a		bar	1.235	1.497	1.946
P_t	터빈입구압력	kgf/cm ²	1.283	1.517	1.940
		bar	1.308	1.487	1.902
P_a/P_t			0.774	0.681	0.533
ka	압축기단 비열비		1.40	1.40	1.40
kg	터빈단 비열비		1.33	1.33	1.33
$(ka - 1)/ka$			0.286	0.286	0.286
$(kg - 1)/kg$			0.248	0.248	0.248
A	일의 열당량	kcal/(kgf · cm)	2.34E-05	2.34E-05	2.34E-05
R	가스정수	kg · cm/(kg · K)	2927	2927	2927
Efficiency of T/C			0.480 (48%)	0.593 (59%)	0.647 (64%)

최근에는 이에 대한 대책으로 **Fig. 5.10** 과 같이 저부하에서 낮은 배기엔너지를 효과적으로 사용하기 위해 터빈의 노즐 면적을 변경시키는 VTA(Variable Turbine Area) 또는 VGT(Variable Geometry Turbine)가 T/C에 적용되고 있는 추세다. 엔진의 부하에 따라 노즐 링을 자동으로 조절함으로써 저부하에서 보다 많은 양의 공기를 공급할 수 있고, 이로 인해 저부하에서의 급기 압력을 향상시킬 수 있다. 이러한 장점을 고려할 때, 저부하에서 장기간 운전하고자 하는 디젤엔진이라면 T/C Matching 시 VTA(또는 VGT)를 적용함으로써 저부하에서 발생하는 급기압력 저하 및 배기가스 역류 등의 문제점들을 개선할 수 있을 것으로 판단된다.

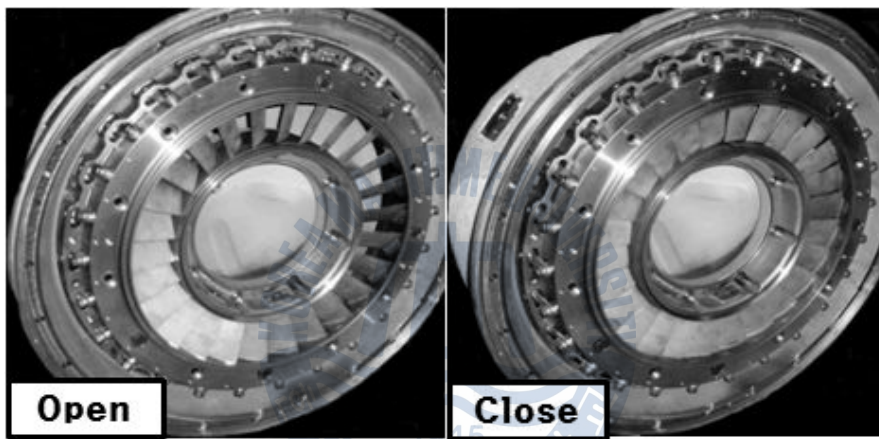


Fig. 5.10 The principles of VTA system

5.2 적극적 방안

5.2.1 배기 매니폴드 형상 변경

다(多)실린더 기관의 경우 과급효과를 높이기 위하여 흡·배기관내 동적효과를 적극적으로 이용하고자 하는 연구가 많이 보고되고 있다^[5]. 다 실린더 기관의 배기 매니폴드에 있어서 다수의 실린더를 하나의 관 또는 용기로 연결하면 배기간섭이 발생하여 배기관의 효과를 충분히 이용할 수 없다. 일반적으로 배기밸브가 열리는 유효기간은 크랭크각 240° 정도이기 때문에 2, 3실린더 기관의 경우 착화위상각이 각각 3관° 와 240° 이므로 여유가 있어서 두 경우 모두 배기관 동적효과를 충분히 이용할 수 있으며, 또 관실린더의 경우도 3실린더씩 2개의 매니폴드로 나누어서 충분히 배기관 동적효과를 이용할 수 있다. 하지만 4, 6실린더의 경우는 착화위상각이 각각 180° 와 144° 이므로 배기밸브가 열리는 유효기간보다 짧게 되어 이로 인한 배기간섭이 발생한다. 따라서 배기 매니폴드의 형상이 배기관내 압력파형에 미치는 영향을 검토하여 배기관의 동적효과를 이용할 수 있는 배기 매니폴드의 형상을 검토하고자 한다.

다 실린더 기관의 경우 배기 매니폴드의 구성은 매우 복잡하기 때문에 구성요소 각각의 영향을 검토하는 것은 현실적으로 곤란하다. 따라서 본 연구에서는 각 실린더 헤드 출구와 배기 매니폴드가 결합되는 동일한 형태의 관 요소와 집합관 형태의 관 요소로 구성되는 간단한 구조의 배기 매니폴드를 대상으로 검토하였다.

Fig. 5.11은 배기 매니폴드의 형상변경을 위한 계산모델로 그림에서는 실린더와 배기관계만 표시했다. 배기가스의 맥동효과를 이용하기 위하여 흡기 매니폴드는 그대로 두고 배기 매니폴드만의 형상 변경을 고려하였다. 이 경우 배기관계는 앞에서 언급한 바와 같이 기본적으로 두 개의 관 요소로 구성된다. 즉, 각 실린더로부터 배기가스를 유도하는 관 P_a 와 집합관으로서의 관 P_b 로 구성되는 배기 매니폴드를 검토대상으로 하고, 각 관 요소가 체적효율에 미치는 영향을 시뮬레이션 계산에 의해 조사하였다. 배기 매니폴드를 제외한 모든 조건(흡기 압력, 흡기관계 수치 등)은 다른 계산에서와 동일하다.

먼저, 관 P_a 의 길이 변화가 체적효율에 미치는 영향에 대해 시뮬레이션 하였다.

Fig. 5.12는 5번 실린더의 흡·배기밸브에서의 압력변화를 나타내고 있다. 실린더 폭발순서는 1-2-4-5-3 이며, 관 P_b 의 길이는 0.1m로 일정한 상태에서 관 P_a 의 길이만 변경하였다.

P_a 의 길이가 0.6m인 경우 밸브 오버랩 기간 중 압력상승을 일으킨 압력파는 3번 실린더의 압력파로서 관의 길이가 길어질수록 압력파의 도달 시기가 늦어져 밸브 오버랩 기간을 벗어나게 되고 P_a 의 길이가 2.6m가 되면 압력파는 배기밸브가 닫힌 이후에 도달함을 알 수 있다. 또한, 5번 실린더의 반사파도 관의 길이가 길어짐에 따라 도달시간이 늦어져 밸브 오버랩 기간 초기의 압력 상승에 영향을 끼치는 것으로 판단된다. 즉, 3번 실린더로부터 도달한 밸브 오버랩 기간에 존재하던 높은 배기압력파는 관 P_a 의 길이가 길어질수록 밸브 오버랩 기간의 후기로 밀려가게 되고, 5번 실린더 자신의 반사파 또한 밸브 오버랩 기간의 초기에 나타나게 된다. 결과적으로 밸브 오버랩 기간의 배기압력이 낮게 되도록 하기 위해서는 3번과 5번 실린더로부터의 압력파 영향이 나타나지 않도록 할 필요가 있으며, 관 P_a 의 길이가 2.6m일때 비교적 이러한 조건이 만족된다고 분석된다.

Fig. 5.13은 관 P_a 의 길이 변화에 따른 흡·배기 밸브에서의 가스속도의 변화를 보여준다. 밸브 오버랩 기간 중 흡기의 속도가 음(-)인 부분이 P_a 의 길이가 길어짐에 따라 감소하고 있으며, **Fig. 4.3**에 비해 많이 감소한 것을 알 수 있다.

Fig. 5.14는 배기관 P_a 의 길이에 따른 체적효율의 변화를 보여준다. 체적효율이 향상된다는 것은 흡기의 압력이 상승하여 흡기가 충분히 공급된다는 것을 의미하며, 상승한 흡기 압력에 의해 역류가 감소한다는 것을 뜻한다. P_a 의 길이가 0.6m에서 체적효율이 89%였던 **Fig. 4.3**에 비해 P_a 의 길이가 2.6m인 **Fig. 5.13**은 124%로서 약 35%가 증가한 것을 알 수 있다.

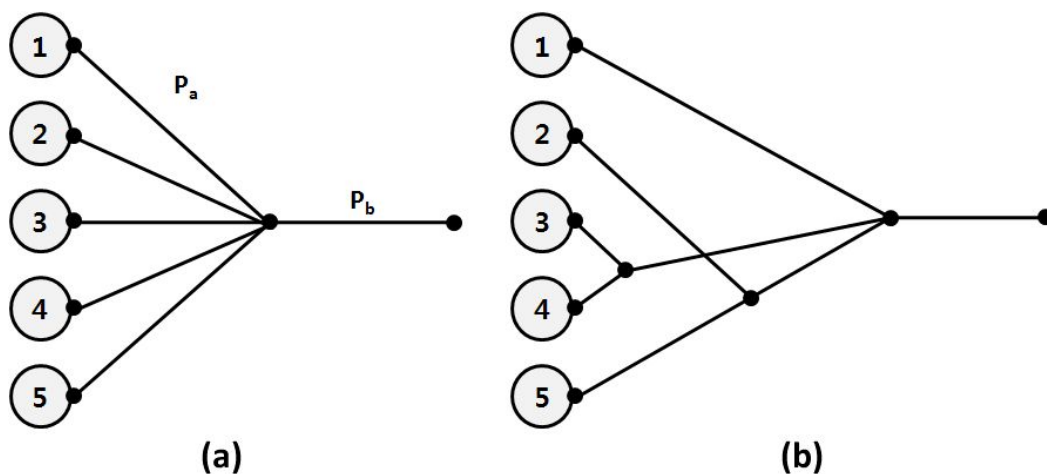


Fig. 5.11 Modified manifold for calculation

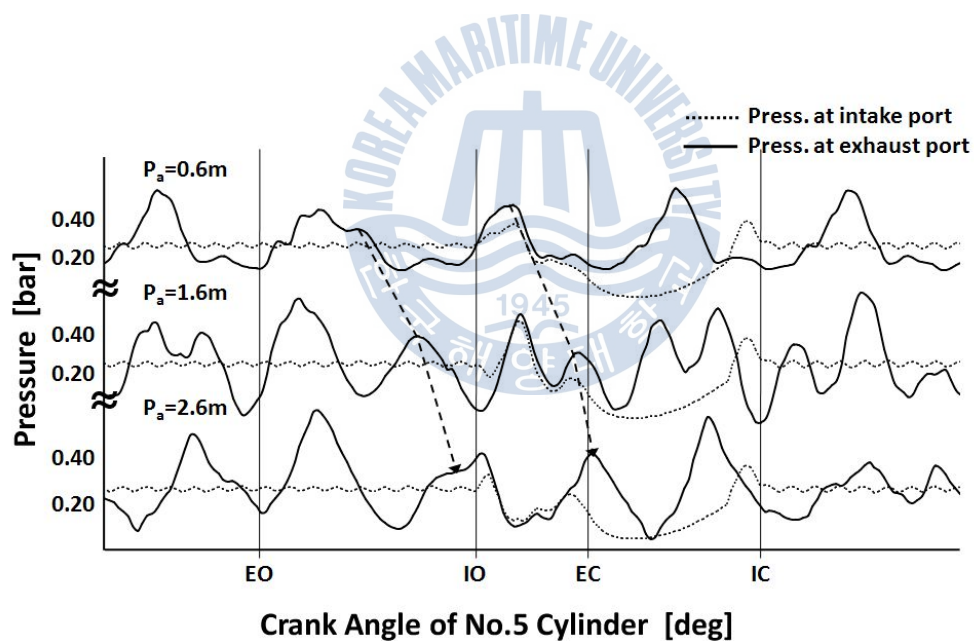


Fig. 5.12 Pressure variations in case of each length of pipe P_a (@ $P_b = 0.1m$)

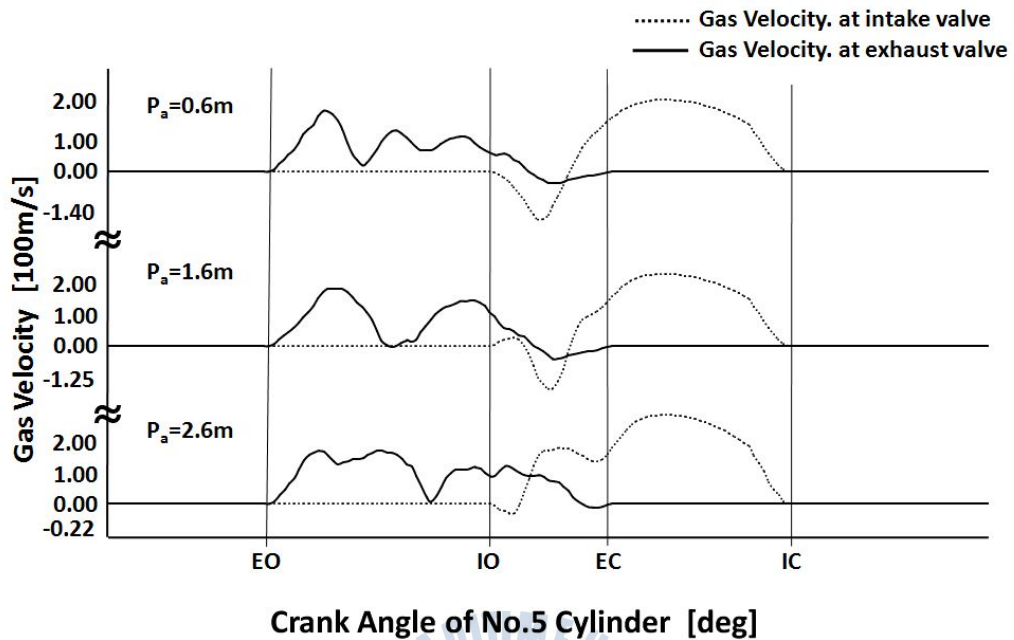


Fig. 5.13 Prediction of reverse flow in case of each length of pipe P_a (@ $P_b = 0.1\text{m}$)

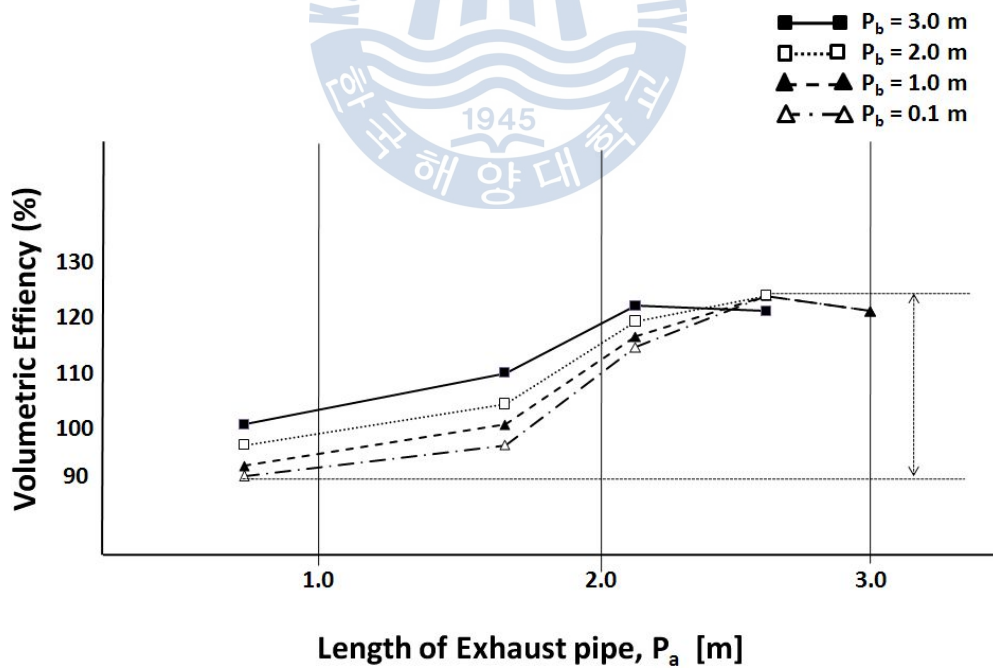


Fig. 5.14 Influences of exhaust pipe length P_a for volumetric efficiency simulated

다음으로, 관 P_b 의 길이변화가 체적효율에 미치는 영향에 대해 시뮬레이션 하였다.

Fig. 5.15는 5번 실린더의 흡·배기밸브에서의 압력변화를 나타내고 있다. 관 P_a 의 길이는 0.6m로 일정한 상태에서 관 P_b 의 길이만 변경하였다. 그림으로부터 관 P_b 의 길이가 길어질수록 배기압력 파형의 위상은 기본적으로 큰 변화가 보이지 않고 맥동폭이 감소하여 평활화되는 경향을 나타낸다. 관 P_a 의 길이가 일정하므로 이웃하는 실린더로부터 도달하는 압력파의 위상은 기본적으로 변하지 않는다. 따라서 관 P_b 의 영향은 각 실린더로부터 도달한 압력파가 터빈 입구에서 반사되어오는 실린더 수만큼의 정압파의 영향으로 서로 상쇄되어 압력진폭이 감소되는 것으로 판단된다.

Fig. 5.16은 관 P_b 의 길이 변화에 따른 흡·배기 밸브에서의 가스속도 변화를 보여 준다. 밸브 오버랩 기간 중 흡기의 속도가 음(-)인 부분이 P_b 의 길이가 길어짐에 따라 감소하고는 있으나 **Fig. 4.3**에 비해 크게 개선되지 않음을 알 수 있다.

Fig. 5.17은 배기관 P_b 의 길이에 따른 체적효율의 변화를 보여준다. 관 P_b 의 길이가 길어질수록 체적효율은 향상되고 있으나, **Fig. 4.3**의 체적효율이 89%임에 비해 **Fig. 5.16**은 95%로서 약 6% 정도 소폭 증가하였음을 나타낸다.

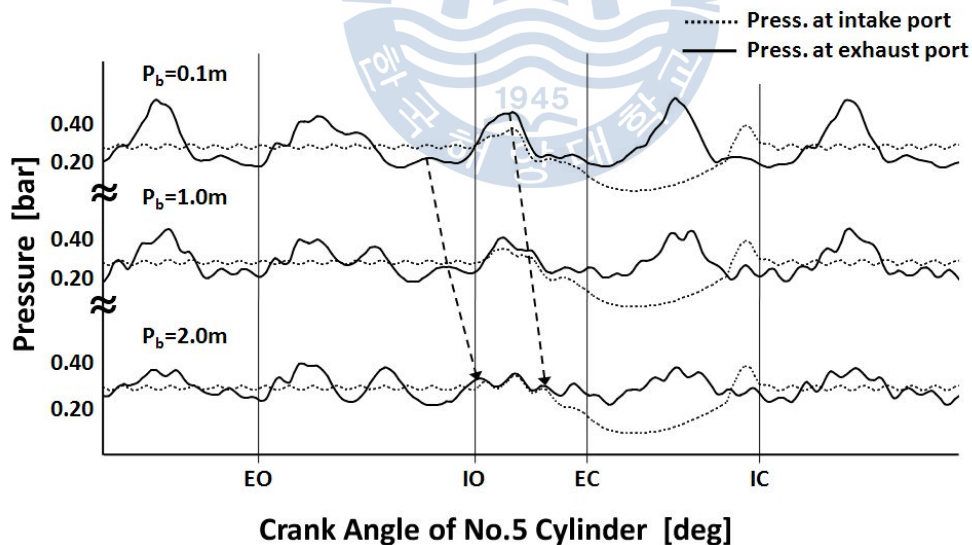


Fig. 5.15 Pressure variations in case of each length of pipe P_b (@ $P_a = 0.6\text{m}$)

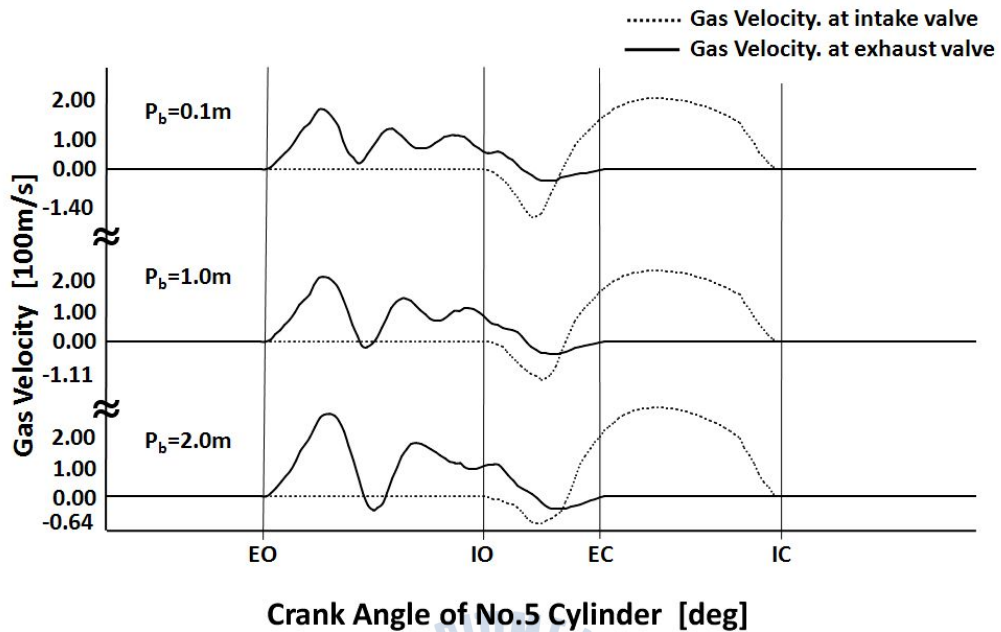


Fig. 5.16 Prediction of reverse flow in case of each length of pipe P_b (@ $P_a = 0.6\text{m}$)

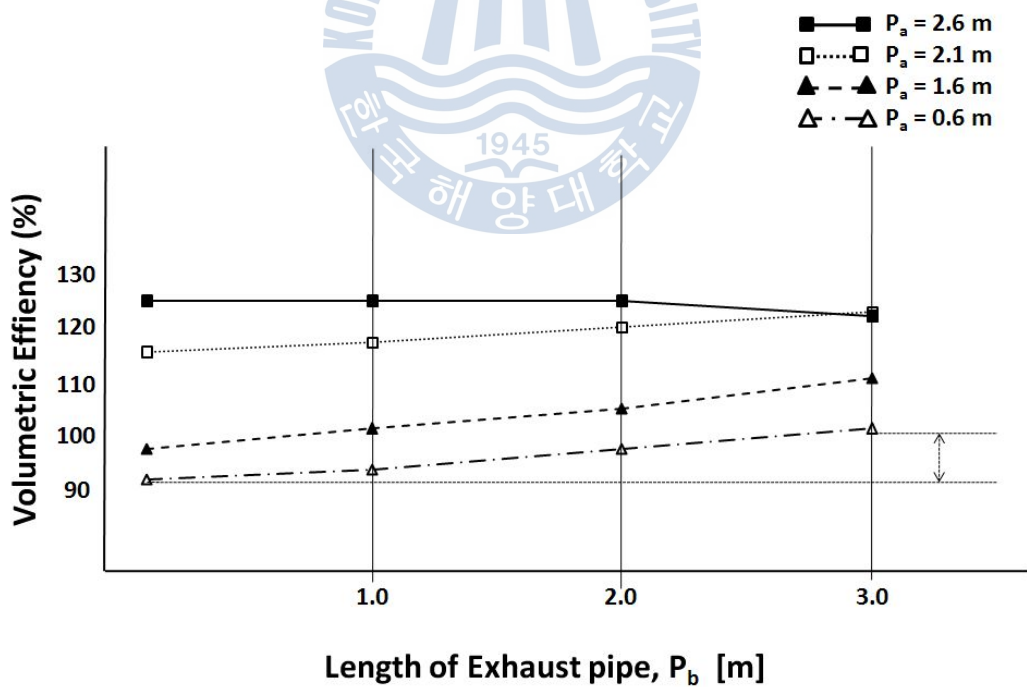


Fig. 5.17 Influences of exhaust pipe length P_b for volumetric efficiency simulated

이들의 검토결과로부터 체적효율을 향상시키기 위해서는 배기관 P_a 의 길이를 변화시키는 것이 배기관 P_b 의 길이를 변화시키는 것보다 더 효율적이라는 것을 알 수 있다. 따라서 배기관 P_a 를 체적효율을 변화시키는 주 인자, 배기관 P_b 를 보조적 인자라 할 수 있다. 그러나 실제기관의 한정된 설치공간을 고려하면 관 P_a 의 길이 증가는 많은 설치 공간이 필요하게 된다. 따라서 배기관섭을 피하면서 배기 매니폴드의 설치공간을 최소화하기 위해서는 Fig. 5.11- (b)에 나타난 매니폴드와 같이 착화위상각이 먼 실린더끼리의 관 P_a 를 결합시키는 것이 바람직하다고 판단된다.

Fig. 5.18은 Fig. 5.11- (b)의 배기 매니폴드를 이용한 경우를 시뮬레이션하여 흡·배기 밸브에서의 가스속도를 계산한 결과이다. 이 모델에서는 배기관의 길이를 감소시키기 위해 폭발순서를 고려하여 가용한 실린더의 배기관을 연결함으로써 인접한 실린더에 의한 배기관섭을 최소화하고자 하였다. 그림으로부터 밸브 오버랩 기간 중 흡기가 역류하는 구간이 발생하지 않음을 알 수 있다.

상기의 방안들을 통해 배기 매니폴드의 형상을 변경시켜 배기가스의 동적효과를 적극적으로 이용하는 것이 체적효율을 향상시키고 역류를 방지하는 효과적인 방법임을 입증할 수 있었다.

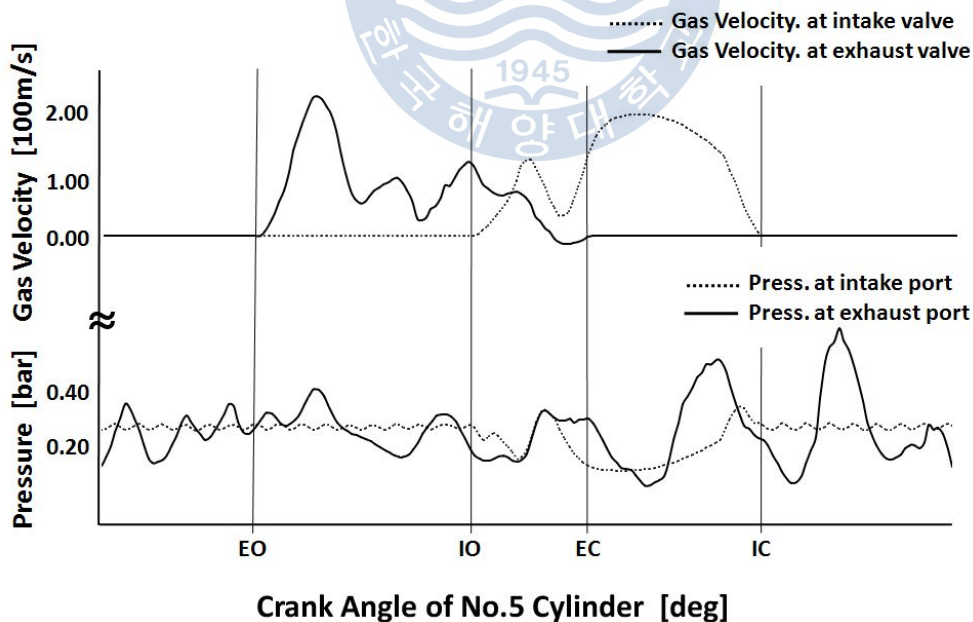


Fig. 5.18 Prediction of reverse flow at intake valve in case of Type-(b)

5.2.2 실린더 수 변경

앞에서 언급한 바와 같이 배기계의 동적효과를 이용한 배기 매니폴드의 설계에는 착화위상각이 밀접하게 관계한다. 대상엔진은 5 실린더이기 때문에 착화위상각이 배기밸브가 열리는 시간보다 작기 때문에 배기간섭을 피할 수 없다. 따라서 6 실린더로 하여 배기 매니폴드를 분리하고 이중 입구터빈(Twin-entry Turbine)을 이용하도록 배기 매니폴드를 설계하면 배기간섭을 피할 수 있을 것으로 판단되며, 특히 저부하에서의 역류발생을 억제하는 효과를 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 5.19 에서는 총 6개의 배기관을 3개의 배기관씩 모아서 하나의 배기관으로 연결하고, 두 개의 입구를 갖는 Twin-entry Turbine에 연결한 형태에 대해 고려하고자 한다.

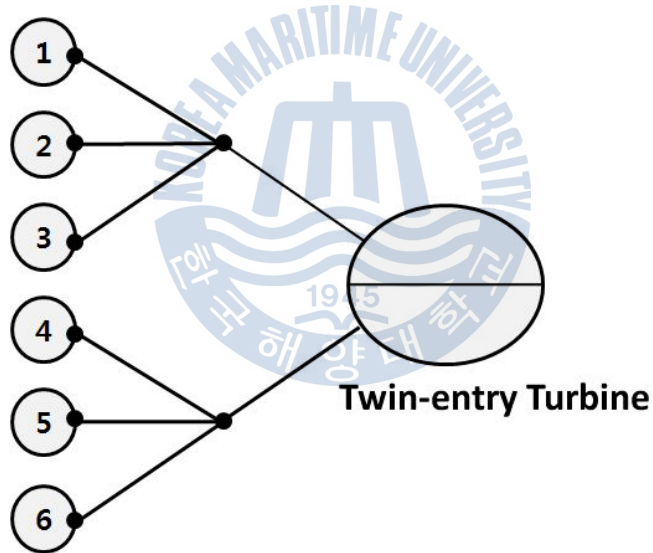


Fig. 5.19 Calculation model of exhaust manifold with Twin-entry Turbine

Fig. 5.20 은 Fig. 5.19 와 같은 배기 매니폴드를 이용할 경우의 시뮬레이션 결과를 보여준다. 터빈 입구가 분리되어 있기 때문에 폭발순서인 1-5-3-6-2-4를 고려해도 각 실린더의 폭발 압력이 다음에 폭발하는 실린더에 영향을 주지 않는다. 그래프에서도 오버랩 기간 중 흡기가스의 속도가 음이 되는 영역이 없으며, 이로 인해 배기가스의 역류가 발생하지 않는다고 판단할 수 있다. 이를 통해 실린더 수를 증가시키거나 입구가 2개인 Twin-entry Turbine 사용 시 역류는 발생하지 않으며, 이로 인한 흡기계통의 오손은 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다.

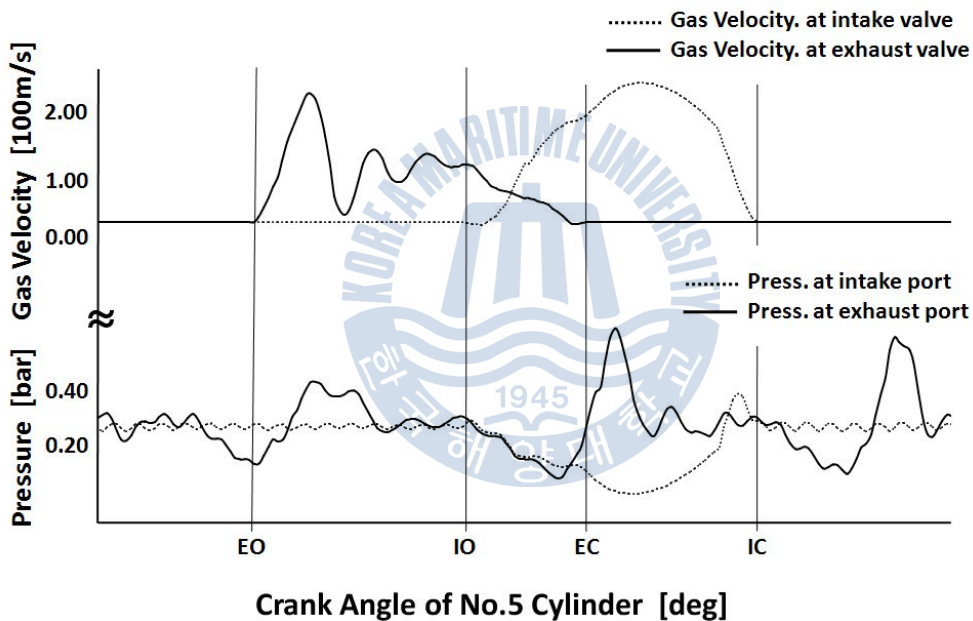


Fig. 5.20 Prediction of reverse flow at intake valve
in case of 6 cylinder with Twin-entry Turbine

제 5 장 결 론

본 논문에서는 실습선에서 운용중인 과급 디젤발전기가 개방정비 후 단시간 내에 흡기계통이 오손되고 배기가스 온도가 상승하는 등의 문제점이 발생함에 따라, 과급 디젤기관의 저부하 운전 시 발생가능한 문제점들을 검토하고 시뮬레이션을 통해 그 원인을 분석하였으며, 이를 개선하기 위한 방안들을 제시하였다.

본 논문의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 대상엔진에서 측정된 흡·배기 및 실린더 압력과 시뮬레이션으로 계산한 동일 항목의 압력을 비교해 본 결과 매우 일치하였으므로 본 논문에서 사용한 시뮬레이션 프로그램 및 도출한 결과의 신뢰성이 확인되었다.
2. 배기가스의 역류로 인해 대상엔진의 흡기계통이 오손된다는 것을 실험 및 시뮬레이션을 통해 분명히 하였다. 실제로 대상엔진의 밸브 오버랩 기간 중 배기의 압력이 흡기 압력보다 높은 구간이 나타나고 있으며, 이 구간은 저부하로 갈수록 길어지고 있고, 이로 인해 연소상태도 나빠지는 것으로 파악되었다.
3. 따라서 과급 디젤기관을 저부하 상태로 장시간 운전할 때 배기가스의 역류로 인해 가스 내 미연소 윤활유와 카본 등이 흡기계통에 지속적으로 흡착되어 관 면적이 축소되고, 흡기량이 감소됨에 따라 연소상태가 불량해지는 등 성능열화로 발전된다고 추론할 수 있다.
4. 저부하 영역으로 갈수록 증가하는 배기가스 역류 현상은 엔진의 주요 제어부나 구동부를 변경하지 않고 배기관외의 형상 변경을 통해 배기가스의 동적효과를 잘 이용하는 것만으로도 개선이 가능함을 확인하였다.

본 논문에서는 자세히 다루지는 못하였으나, 넓은 운전영역에서 충분한 공급공기량을 확보하기 위해서는 VTA를 적용하는 방법도 고 부하 영역에서의 영향을 최소화하면서 저부하 영역에서의 문제점들을 개선할 수 있는 유용한 방법이 될 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] 정용일, 《자동차와 환경》, <http://www.autoenv.org>
- [2] 최재성, 「디젤기관의 신기술 개발동향」, 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 28, No.7, 2004.
- [3] 최재성, 「디젤기관의 성능예측-급배기관계 및 과급기계의 흐름 해석」, 한국박용기관학회지, Vol 12, No.3 별쇄, 1988.
- [4] MAN Diesel, 「Low Load Operation 10% to 40% Engine load」, Service letter SL09-511/MTS, 2009.
- [5] MAN B&W, 「Auxiliary Engines.pdf」, <http://www.swzonline.com>
- [6] 전효중, 최재성, 《內燃機關講義》, 효성출판사, 1994.
- [7] MAN B&W, 「ME Engines-the New Generation of Diesel Engines」, Service letter, 2003.
- [8] MAN B&W, 「VTA-Variable Turbine Area.pdf」, <http://www.mandiesel.com>
- [9] 김정도, 「선박용 디젤발전기의 저부하 운전에 관한 연구」, 한국해양대학교 기관시스템공학과 석사 논문, 2010.
- [10] 최재성, 「흡·배기 계통을 포함한 4행정 디젤기관의 성능예측 시뮬레이션 프로그램의 개발」, 한국박용기관학회지, Vol. 12, No.3, 1988.
- [11] 전효중 외, 「동작가스 유동해석을 위한 수학적 모델링」, 연구자료, 1990.
- [12] 구자예 외, 「내연기관」, 회중당, 1996.
- [13] 최재성, 「디젤기관의 과급에 관하여」, 대학(원) 교육자료, 2000.

감사의 글

지난 2년간의 시간을 되돌아보며 본 논문을 마무리하고자 합니다.

바쁜 일정들 속에서도 논문이 완성되도록 많은 조언을 해 주신 최재성 교수님께 진심으로 감사의 인사를 드립니다. 또한, 세부적인 사항까지 논문을 심사해주신 김정렬 교수님, 최재혁 교수님께도 마음 속 깊이 감사 드립니다.

2년간 내연기관 연구실에서 즐겁고 행복했던 시간을 보낼 수 있도록 도움을 주신 이진욱 교수님, 정관식·노범석 선배님, 김정도·이지웅·김성운·정찬호·김현석·최준영 후배님께 감사드리며, 더 잘 해드리지 못한 아쉬움을 전합니다. 해군의 품으로 돌아가더라도 잊지 않고 소식 전하겠습니다.

항상 자식이 잘되기만 바라시며 기도해주시는 아버지·어머니, 물심양면으로 많은 사랑과 도움을 주시는 장인어른·장모님, 부모님에 대한 내 짐을 많이 덜어주는 형과 형수와 조카들, 항상 친 가족처럼 잘 대해주고 조카들을 많이 사랑해주는 동서 내외와 작은 처제, 처남에게도 늘 감사 드립니다. 아프지들 말고 모두 건강하세요.

마지막으로, 지난 2년여의 대학원 생활동안 남편만 바라보고 가족들을 위해 헌신적으로 노력한 나의 Best Friend이자 아내인 현정이와, 세상에서 아빠를 제일 사랑하는 예쁜 큰딸 수연이, 세상에서 엄마를 제일 사랑하는 귀여운 작은아들 도형이와 함께 이 기쁨을 나누고 싶습니다. 모두 고맙고, 사랑합니다.